

Grado en Ingeniería Mecánica
2018-2019

Trabajo Fin de Grado

ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE LOS TUBOS DE UN RECEPTOR SOLAR DE TORRE CENTRAL

Leticia Ramón Blanco

Tutor:

Rafael Pérez Álvarez

Leganés (Madrid), Julio 2019



Esta obra se encuentra sujeta a la licencia Creative Commons **Reconocimiento – No Comercial – Sin Obra Derivada**

TRABAJO FIN DE GRADO

ANÁLISIS Y OPTIMIZACIÓN DEL DISEÑO DE LOS TUBOS
DE UN RECEPTOR SOLAR DE TORRE CENTRAL

Autora: Leticia Ramón Blanco

Tutor: Rafael Pérez Álvarez

Tribunal Calificador

Presidente: Ulpiano Ruiz-Rivas Hernando

Vocal: Rocío Díez Zafra

Secretario: Óscar Raúl Enríquez Paz y Puente

Suplemente: Beatriz Galiana Blanco

Calificación:

Leganés (Madrid), 5 de Julio de 2019

A mis padres y mi hermano

Resumen

Los receptores son el elemento más crítico de las torres termosolares debido a las condiciones de trabajo extremas a las que están expuestos. Estas condiciones suelen producir roturas en los tubos que forman cada uno de los paneles del receptor, llevando a paradas indeseadas de la central y a unas pérdidas económicas que reducen la confiabilidad y la eficiencia de estas plantas.

En la actualidad, la geometría de los receptores no se ha optimizado todavía y continúan produciéndose fallos en los tubos, por eso en este trabajo se ha realizado un estudio de los parámetros característicos de geometría y de funcionamiento de un receptor externo cilíndrico, así como de los problemas que suelen surgir en estos, para conocer la influencia que tiene la variación de dichos parámetros en el funcionamiento de la central y cómo podrían optimizarse.

En este proyecto se ha propuesto una nueva solución que consiste en aumentar la separación entre tubos del receptor para que llegue un mayor flujo de calor a la parte trasera y así conseguir aumentar la temperatura de trabajo del receptor. De esta forma se consigue reducir el gradiente de temperaturas entre la superficie externa y la superficie interna del tubo, causa principal de la generación de tensiones térmicas. Por tanto, se ha realizado un estudio de las separaciones tanto entre tubos como con la pared que se encuentra en la zona posterior de estos para optimizar la geometría, además de pruebas con diferentes condiciones de contorno como distintos fluidos de trabajo o diferentes materiales de los tubos. También se ha estudiado la influencia del flujo de radiación incidente en el receptor, de la temperatura media de trabajo y del flujo másico de fluido que circula por el receptor. Además, se ha realizado un pequeño estudio de la influencia del viento en el comportamiento de estos receptores.

Las simulaciones de los diferentes casos se han realizado con el software Ansys Fluent 19.1 y el análisis posterior se ha realizado mediante el software MATLAB para conseguir unos resultados más precisos.

Se ha estudiado la temperatura en las superficies interna y externa de un tubo representativo y se ha obtenido que la separación entre tubos tiene una influencia muy notable en el comportamiento del receptor, mientras que la separación trasera apenas influye en los resultados. Además, se ha observado un buen comportamiento utilizando

metales fundidos como fluido de trabajo, dado que refrigeran mejor la superficie de los tubos y permiten aumentar la temperatura de trabajo. Para permitir aumentar esta temperatura, se ha llegado a la conclusión de que el material más adecuado para los tubos es el Incoloy 800H, además de obtenerse muy buenos resultados utilizando este material.

Palabras clave: energía solar; torre termosolar; receptor central; fluido caloportador; optimización; simulación CFD; tensiones térmicas.

Abstract

Solar receivers are the most critical element of the solar power towers due to the extreme conditions that they are exposed. These conditions usually produce ruptures in the tubes that form each of the panels of the receiver, leading to unwanted stops and economic losses that reduce the reliability and the efficiency of these plants.

Currently, the geometry of these receivers has not been optimized yet and failures continue to occur in the tubes. For this reason, in this work a study of the characteristic parameters of geometry and operation of a cylindrical external receiver has been carried out, as well as the problems that usually arise in these to know the influence of these parameters on the operation of the plant and how they could be optimized.

In this project, a new solution has been proposed that consists in increasing the separation between receiver tubes so that a greater heat flow reaches the rear and thus achieves an increase in the working temperature of the receiver. In this way, it is possible to reduce the temperature gradient between the external surface and the internal surface of the tube, the main cause of generation of thermal stresses. Therefore, a study of the separations between tubes and with the wall at the back of the tubes has been carried out to optimize the geometry, in addition to tests with different boundary conditions as different working fluids or tube materials. The influence of the incident radiation flow on the receiver, the average working temperature and the mass flow has also been studied. In addition, a small study of the influence of wind on the behavior of these receptors has been carried out. The simulations of these cases have been carried out with the software Ansys Fluent 19.1 and post-processed with the software MATLAB to obtain more precise results.

The temperature on the surfaces of a representative tube has been studied and it has been obtained that the separation between tubes has a very remarkable influence on the behavior of the receiver, while the rear separation hardly influences the results. In addition, good behavior has been obtained using molten metals as working fluid, because they cool the surface of the tubes and allow to increase the working temperature. To allow to increase this temperature, it has been concluded that the most suitable material for the tubes is the Incoloy 800H, in addition to obtaining very good results using this material.

Keywords: solar energy; solar thermal tower; central receiver; heat transfer fluid; optimize; CFD simulation; thermal stress.

Índice de contenidos

Índice de contenidos	x
Índice de figuras	xiii
Índice de tablas	xvi
Nomenclatura	xvii
Capítulo 1 : Introducción y objetivos	1
1.1 Motivación del proyecto	1
1.2 Energías renovables	3
1.2.1 Energía eólica.....	3
1.2.2 Energía hidráulica	4
1.2.3 Biomasa.....	5
1.2.4 Energía geotérmica.....	6
1.2.5 Energía solar.....	6
1.2.5.1 Energía solar pasiva.....	7
1.2.5.2 Energía solar fotovoltaica.....	8
1.2.5.3 Energía solar térmica	9
1.3 Tecnología CSP (Tecnología de concentración solar).....	10
1.3.1 Colector cilíndrico-parabólico.....	10
1.3.2 Colector lineal de Fresnel.....	12
1.3.3 Colector de disco parabólico	13
1.3.4 Colector de receptor central de torre	14
1.4 Tecnología de concentración termosolar de torre	16
1.4.1 Campo de heliostatos	18
1.4.2 Receptor central.....	20
1.4.2.1 Receptor de cavidad.....	20
1.4.2.2 Receptor externo.....	21
1.4.2.3 Receptor volumétrico	22
1.4.3 Sistema de almacenamiento	23
1.4.4 Bloque de potencia	24
1.5 Objetivos del proyecto	25
1.6 Estructura del documento	25
Capítulo 2 . Problemas en los receptores termosolares convencionales	27
2.1 Receptor cilíndrico convencional	27

2.2 Problemas.....	30
2.3 Materiales del receptor.....	31
2.3.1 Acero inoxidable 316	32
2.3.2 Incoloy 800H.....	33
2.3.3 Inconel alloy 625	33
2.4 Fluidos de trabajo.....	34
2.4.1 Vapor de agua.....	34
2.4.2 Sales fundidas.....	35
2.4.3 Sodio fundido	36
2.4.4 LBE	37
Capítulo 3 . Simulación bidimensional del problema	39
3.1 Descripción de la geometría.....	39
3.2 Simulación CFD	49
3.2.1 Modelo viscoso: k-épsilon Realizable.....	50
3.2.2 Modelo de radiación: DO	51
3.2.3 Condiciones de contorno	52
3.2.4 Propiedades y correlaciones de los fluidos	58
3.2.4.1 Sal fundida.....	58
3.2.4.2 Vapor de agua.....	59
3.2.4.3 Sodio fundido	59
3.2.4.4 LBE.....	60
3.3 Modelo estructural	61
3.4 Casos de estudio.....	62
Capítulo 4 . Resultados.....	66
4.1 Separación entre tubos	68
4.2 Separación trasera	73
4.3 Material del tubo	76
4.4 Fluido de trabajo	78
4.5 Temperatura media de trabajo	81
4.6 Flujo másico total.....	84
4.7 Radiación incidente.....	87
4.8 Velocidad del viento	89
Capítulo 5 . Presupuesto del proyecto y entorno socio-económico.....	93
Capítulo 6 . Planificación del proyecto	95

Capítulo 7 . Conclusiones.....	97
Capítulo 8 . Bibliografía.....	99
Anexo A: Modelos de turbulencia y de radiación	104

Índice de figuras

Fig. 1.1 Consumo mundial de energía primaria en 2016 [5]	2
Fig. 1.2 Parque eólico del Sil, Galicia [9].	4
Fig. 1.3 Presa Gordon, Australia [10].....	5
Fig. 1.4 Vista aérea de la central de biomasa Ironbrigde [11].....	5
Fig. 1.5 Central geotérmica en Islandia [12]	6
Fig. 1.6 Capacidad de generación de energía renovable entre los años 2011 y 2017 [15]7	7
Fig. 1.7 Vivienda basada en el aprovechamiento de la energía solar pasiva [16]	8
Fig. 1.8 Panel solar fotovoltaico [17]	9
Fig. 1.9 Funcionamiento de un colector cilíndrico-parabólico [23]	11
Fig. 1.10 Colectores cilíndrico-parabólicos en el desierto de Mojave [24].....	12
Fig. 1.11 Colector lineal tipo Fresnel [26]	13
Fig. 1.12 Colectores de disco parabólico [28]	14
Fig. 1.13 Planta solar térmica Gemasolar, Sevilla [29]	15
Fig. 1.14 Esquema del sistema de la planta Solar Two [32]	17
Fig. 1.15 Heliostato con seguimiento a dos ejes [34].....	18
Fig. 1.16 Configuraciones típicas de campos de heliostatos alrededor de la torre [36] .	19
Fig. 1.17 Central PS10, campo norte, a la izquierda y central Crescend Dunes, campo circular, a la derecha [37] [38].....	20
Fig. 1.18 Esquema de un receptor de cavidad [39]	21
Fig. 1.19 Receptor de cavidad de la central solar Themis, Francia [40]	21
Fig. 1.20 Esquema de un receptor externo cilíndrico [39]	22
Fig. 1.21 Receptor volumétrico [42]	23
Fig. 2.1 Esquema de un receptor cilíndrico convencional [47]	27
Fig. 2.2 Posibles configuraciones del flujo de un receptor central [30]	28
Fig. 2.3 Recorrido de cada uno de los dos flujos del receptor de Solar Two (izquierda). El paso de flujo de un panel a otro adyacente (derecha) [30]	29
Fig. 2.4 Receptor de la central Solar Two después de tres años de funcionamiento [31]	31
Fig. 3.1 Esquema obtención de la geometría.....	40
Fig. 3.2 Geometría estudiada.....	41
Fig. 3.3 Separaciones entre tubos y trasera para el caso nominal de estudio	42
Fig. 3.4 Líneas auxiliares para el mallado	43
Fig. 3.5 Mallado por defecto	43
Fig. 3.6 Mallado progresivo	44
Fig. 3.7 Malla final	45
Fig. 3.8 Análisis de calidad ortogonal de la malla.....	46
Fig. 3.9 Análisis de asimetría de la malla.....	47
Fig. 3.10 Análisis de sensibilidad de la malla	48
Fig. 3.11 Fronteras del dominio.....	49
Fig. 3.12 Superficies del dominio.....	49
Fig. 3.13 Esquema resistencias tubo.....	54
Fig. 3.14 Diagrama proceso de cálculo del coeficiente de transferencia de calor U	55

Fig. 3.15 Esquema del recorrido de uno de los flujos del receptor [63].....	56
Fig. 3.16 Flujo de radiación incidente en el receptor	57
Fig. 4.1 Distribución de temperaturas para el caso nominal	66
Fig. 4.2 Flujo de radiación incidente para el caso nominal	67
Fig. 4.3 Perfiles de temperatura en el tubo en función del ángulo para el caso nominal	67
Fig. 4.4 Zonas críticas del tubo	68
Fig. 4.5 Variación de la temperatura de la pared exterior del tubo en función del ángulo para diferentes separaciones laterales.....	69
Fig. 4.6 Variación de la temperatura de la pared interior del tubo en función del ángulo para diferentes separaciones laterales.....	70
Fig. 4.7 Variación de la temperatura en el tubo en la zona anterior (0°), posterior (180°) y superior e inferior (90°) en función de la separación lateral.....	71
Fig. 4.8 Radiación incidente en el tubo en el caso de que la separación entre tubos sea igual a $1\%D_e$	72
Fig. 4.9 Radiación incidente en el tubo en el caso de que la separación entre tubos sea igual a $10\%D_e$	72
Fig. 4.10 Tensiones equivalentes generadas en el tubo en función de la separación entre tubos	73
Fig. 4.11 Variación de la temperatura en la pared interior del tubo en función de la separación trasera	74
Fig. 4.12 Variación de la temperatura en las paredes exterior e interior del tubo en función de la separación trasera.....	75
Fig. 4.13 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función de la separación trasera	75
Fig. 4.14 Variación de la temperatura en la pared externa del tubo en función del material del tubo	76
Fig. 4.15 Variación de la temperatura en la pared interna del tubo en función del material del tubo	76
Fig. 4.16 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función del material del tubo	77
Fig. 4.17 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función del fluido de trabajo del receptor	78
Fig. 4.18 Variación de la temperatura en la pared interior del tubo en función del fluido de trabajo del receptor	79
Fig. 4.19 Valores de temperatura en la pared exterior en las zonas más críticas del tubo en función del fluido de trabajo del receptor	80
Fig. 4.20 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función del fluido de trabajo del receptor.....	81
Fig. 4.21 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función de la temperatura media de trabajo del fluido	82
Fig. 4.22 Variación de la temperatura en la pared interior del tubo en función de la temperatura media de trabajo del fluido	82
Fig. 4.23 Valores de temperatura en la pared exterior en las zonas más críticas del tubo en función de la temperatura media del fluido	83

Fig. 4.24 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función de la temperatura media del fluido.....	84
Fig. 4.25 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función del gasto másico de fluido	85
Fig. 4.26 Valores de temperatura en la pared exterior en las zonas más críticas del tubo en función de la flujo másico de fluido	86
Fig. 4.27 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función del flujo másico de fluido	87
Fig. 4.28 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función del flujo de radiación incidente en el receptor.....	88
Fig. 4.29 Valores de temperatura en la pared exterior en las zonas más críticas del tubo en función del flujo de radiación incidente en el receptor.....	88
Fig. 4.30 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función del flujo de radiación incidente en el receptor	89
Fig. 4.31 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función de la velocidad del viento.....	90
Fig. 4.32 Flujo de calor en la superficie externa del tubo para diferentes velocidades de viento	91
Fig. 6.1 Diagrama de Gantt de la planificación del proyecto	96
Fig. A.1 Variación de la temperatura en el tubo para diferentes modelos de turbulencia	104
Fig. A.2 Distribución de las temperaturas en el tubo. Modelo k-epsilon RNG (izquierda) y k-epsilon standard (derecha).....	105
Fig. A.3 Distribución de las temperaturas en el tubo. Modelo k-omega SST (izquierda) y k-omega standard (derecha).....	105
Fig. A.4 Variación de la temperatura en el tubo para diferentes modelos de radiación	106

Índice de tablas

TABLA 2.1 Propiedades Stainless Steel 316	32
TABLA 2.2 Propiedades Incoloy 800H	33
TABLA 3.1 Parámetros de diseño basados en la central Solar Two.....	39
TABLA 3.2 Propiedades del aire	52
TABLA 3.3 Propiedades de las sales fundidas a la temperatura media de trabajo	58
TABLA 3.4 Propiedades del vapor de agua a la temperatura media de trabajo.....	59
TABLA 3.5 Propiedades del sodio fundido a la temperatura media de trabajo	59
TABLA 3.6 Propiedades del LBE a la temperatura media de trabajo	60
TABLA 3.7 Características caso nominal	62
TABLA 3.8 Características para simulaciones con diferentes fluidos.....	64
TABLA 3.9 Características para simulaciones con diferentes flujos máscicos.....	64
TABLA 3.10 Características para simulaciones con diferentes temperaturas medias ...	65
TABLA 4.1 Resultados de temperaturas en el tubo en las diferentes zonas analizadas	71
TABLA 4.2 Resultados de temperaturas en el tubo en la zona anterior (a 0°) en función del material del tubo	77
TABLA 4.3 Resultados de temperaturas en el tubo en la zona anterior (a 0°) en función del fluido de trabajo del receptor	79
TABLA 4.4 Resultados de temperaturas en el tubo en la zona anterior (a 0°) en función del flujo máscico del tubo	86
TABLA 4.5 Resultados de temperaturas en el tubo en la zona anterior (a 0°) en función de la velocidad del viento	91
TABLA 5.1 Tabla resumen de los costes del proyecto	93
TABLA 6.1 Planificación del proyecto	95

Nomenclatura

A	Área [m^2]
C_p	Calor específico [J/kg-K]
D_e	Diámetro externo del tubo [m]
D_i	Diámetro interno del tubo [m]
E	Módulo de elasticidad [Pa]
h	Coefficiente de convección [$\text{W/m}^2\text{-K}$]
k	Conductividad térmica [$\text{W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$]
K	Grados kelvin
L	Longitud del tubo [m]
\dot{m}_{total}	Flujo másico que circula por el receptor [kg/s]
\dot{m}_{tubo}	Flujo másico que circula por cada tubo [kg/s]
Nu	Número de Nusselt [-]
Pe	Número de Peclet [-]
Pr	Número de Prandtl [-]
q''_{rad}	Calor de radiación [W/m^2]
Re	Número de Reynolds [-]
R_{ens}	Resistencia de ensuciamiento [$\text{K}\cdot\text{m}^2/\text{W}$]
S_d	Separación delantera del tubo [m]
S_l	Separación lateral [m]
S_t	Separación trasera [m]
\bar{T}	Temperatura media de trabajo [K]
T_{film}	Temperatura de la superficie interna del tubo [K]
T_{rad}	Temperatura de radiación [K]
T_{sal}	Temperatura media de la sal fundida [K]
T_{wall}	Temperatura de la superficie externa del tubo [K]
U	Coefficiente de transferencia de calor [$\text{W/m}^2\text{-K}$]
V_{fluido}	Velocidad del fluido [m/s]
γ	Coefficiente de expansión térmica volumétrica [-]
ε	Emisividad [-]
μ	Viscosidad [kg/s-m]

ρ	Densidad [kg/m ³]
σ	Constante de Stefan-Boltzman [W/m ² -K ⁴]
σ_{eq}	Tensión equivalente [Pa]
CFD	Computacional Fluid Dynamics
CSP	Concentrated Solar Power
DO	Discrete Ordinates
DTRM	Discrete Transfer Radiation Model
NASA	Administración Nacional de la Aeronáutica y del Espacio
OMS	Organización Mundial de la Salud
ONU	Organización Naciones Unidas
RANS	Reynolds Averaged Navier Stokes
RTE	Ecuación de Transferencia Radiativa

Capítulo 1 : Introducción y objetivos

1.1 Motivación del proyecto

En la actualidad, los problemas medioambientales y los recursos cada vez más limitados de combustibles fósiles hacen que se requiera de nuevas opciones sostenibles de generación de electricidad.

Según estudios realizados por la ONU (Organización de las Naciones Unidas) se prevé que la población mundial aumente en los próximos veinte años unos 1700 millones de personas, llegando a rozar para el año 2050 los 10000 millones en total [1].

A pesar de que no todos los países mantienen un mismo ritmo de crecimiento, el desarrollo tecnológico y, por consiguiente, la demanda energética, aumentan a una velocidad que comienza a resultar preocupante.

A lo largo del siglo XX, las reservas de combustibles fósiles como petróleo, carbón o gas natural, permitieron satisfacer la demanda a medida que el panorama energético iba evolucionando. Sin embargo, desde hace años se habla de que el petróleo se halla en su cénit, lo que significa que se ha traspasado la tasa máxima de extracción y por lo tanto, la producción está siendo cada vez más cara y escasa [2]. Es posible que esto constituya un motivo de preocupación a partir de 2030 [3].

Además de la limitación cada vez más evidente de estos recursos, se añade el impacto ambiental que la utilización de estos genera. Tradicionalmente se asocia la contaminación debida al uso de los combustibles fósiles con el calentamiento global, pero su efecto es aún mayor dado que además de contaminar el aire, contaminan el agua y la tierra debido no solo a los vertidos directos, sino también a las lluvias ácidas, consecuencia de la alteración que ocasionan los productos gaseosos expulsados a la atmósfera. También producen alteraciones de la composición química de los suelos. Respecto a la polución del aire, son numerosos los contaminantes emitidos a la atmósfera, siendo los más abundantes el dióxido de carbono (CO_2), el monóxido de carbono (CO), los hidrocarburos inquemados (HCs), los óxidos de nitrógeno (NO_x) y las partículas PM. Además, el cambio climático detonado por estas emisiones descontroladas a la atmósfera está originando las características olas de calor, sequías, inundaciones y los extraños modelos climáticos que se están sufriendo actualmente en muchas zonas del planeta.

Según datos de la OMS (Organización Mundial de la Salud), en 2012, la contaminación atmosférica provocó la muerte prematura de 7 millones de personas en el mundo [4].

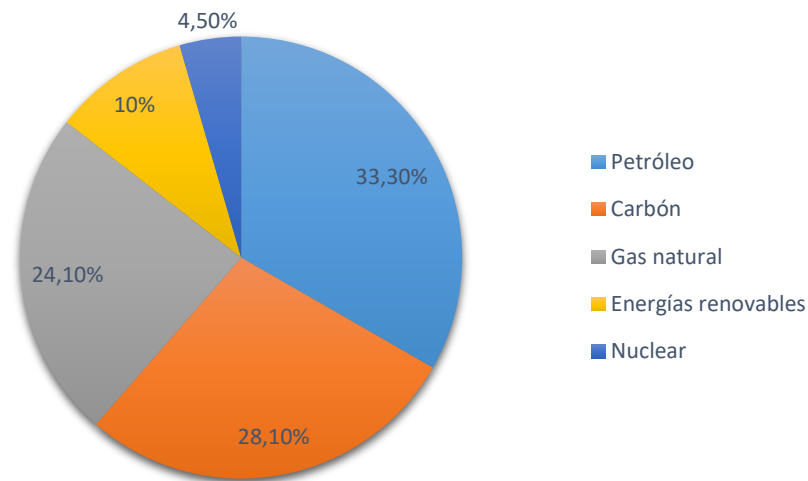


Fig. 1.1 Consumo mundial de energía primaria en 2016 [5]

Como se muestra en la figura 1.1, en el año 2015 aproximadamente el 90% de la energía consumida fue obtenida a través de combustibles fósiles, por lo tanto, parece evidente que, dado que la mayor parte de la demanda energética mundial se satisface a través de estos recursos, el cambio hacia unas energías más renovables tendrá que realizarse de una forma gradual, pero inminente.

Con objetivo de reducir este alto porcentaje se han empezado a realizar fuertes inversiones y a dedicar grandes esfuerzos en el desarrollo y la mejora de las energías renovables. Alemania y China lideran las inversiones, con alrededor de 7000 millones de dólares cada una, seguidas de Estados Unidos, Japón, España e India.

En vista de los importantes efectos perjudiciales, tanto para el medio ambiente como para la salud de las personas, además del inevitable agotamiento de recursos fósiles, todo ello como consecuencia del aumento de la demanda energética, se hace evidente la necesidad de buscar alternativas para poder satisfacer dicha demanda de una forma más sostenible.

La alternativa más eficaz y que puede resultar más conveniente a largo plazo, tanto a nivel de sostenibilidad ambiental como de sostenibilidad económica, se encuentra en el desarrollo y la implementación de las energías renovables para, de una forma progresiva, ir sustituyendo a los combustibles fósiles.

1.2 Energías renovables

Se denominan energías renovables a las energías obtenidas de fuentes naturales virtualmente inagotables, sea esto por la cantidad de energía inmensa que contienen, o por la capacidad que tengan de regenerarse mediante medios naturales [6].

El uso de energías renovables es mucho más antiguo de lo que se piensa, teniendo como principal ejemplo la navegación a vela, que empleaba la energía eólica de una manera sencilla y práctica para impulsar los navíos. La posterior aparición de los molinos de agua, que asentó las primeras bases de la energía hidráulica, la creación de los molinos de viento alrededor del siglo X o el rediseño de los edificios para aprovechar de la mejor manera posible la energía solar durante el día son claros ejemplos de los orígenes de estas energías [7].

Este progreso se vio dejado de lado a partir del estallido de la Revolución Industrial, dado que se comenzó a fomentar la mayor utilización de combustibles fósiles y las mejoras aplicadas a los motores térmicos. Estos nuevos recursos suponían un ahorro económico notable además de que en esos años se creía disponer de una fuente inagotable de recursos. No fue hasta finales del siglo XX cuando se empezó a intentar recuperar y desarrollar energías más limpias y renovables en consecuencia de los problemas expuestos anteriormente.

Gracias al avance tecnológico actual, las energías renovables son cada vez más viables y por su carácter autóctono contribuyen a disminuir la dependencia del país que las instale respecto a suministros externos, además de favorecer el desarrollo de nuevas tecnologías y de creación de empleo.

Existen diferentes fuentes de energía renovable según los recursos naturales utilizados para la generación de dicha energía. A continuación, se exponen brevemente las energías renovables más utilizadas y su funcionamiento.

1.2.1 Energía eólica

La energía eólica es un tipo de energía cinética producida por el efecto de las corrientes de aire y que es convertida en electricidad a través del movimiento de las palas de un generador eléctrico llamado aerogenerador.

Es una energía que no contamina, totalmente limpia e inagotable y que ocupa un menor espacio para producir la misma cantidad de energía que otras renovables. Los costes de

las turbinas eléctricas eólicas y el mantenimiento son relativamente bajos, en ocasiones parecido al del carbón.

Los únicos inconvenientes son que la energía no es almacenable, debe ser consumida cuando se produce, y que el viento no está garantizado y, por lo tanto, no siempre se cumplen las previsiones de producción. También se debe tener en cuenta el impacto en el paisaje, ya que las alturas promedio de las torres oscilan entre los 90 y 120 metros [8].

Se pueden instalar tanto en tierra firme como en el mar, aprovechando las corrientes de aire sobre la superficie marina.



Fig. 1.2 Parque eólico del Sil, Galicia [9].

1.2.2 Energía hidráulica

La energía hidráulica se basa en aprovechar la caída del agua desde cierta altura, utilizando las energías cinética y potencial de la corriente de agua para generar electricidad.

Su funcionamiento está basado en el ciclo natural del agua, lo que permite disponer siempre de esta, y supone una fuente inagotable de energía además de limpia, sin residuos y fácil de almacenar. Su principal desventaja es que precisa de lugares geográficos muy concretos y la mayoría de ellos ya están siendo usados. También se ha de tener en cuenta la gran inversión inicial que supone la construcción de las instalaciones necesarias.



Fig. 1.3 Presa Gordon, Australia [10]

1.2.3 Biomasa

La biomasa es una energía renovable que se basa en la producción de energía mediante combustión de materia orgánica. Las emisiones de CO₂ que se producen en el proceso son neutras, ya que proceden de un carbono retirado de la atmósfera en el mismo ciclo biológico y, en consecuencia, no incrementan el efecto invernadero. Por lo tanto, la biomasa es una buena forma de sustituir a los combustibles fósiles, reduciendo así las emisiones perjudiciales de gases a la atmósfera.



Fig. 1.4 Vista aérea de la central de biomasa Ironbrigde [11]

1.2.4 Energía geotérmica

Es una fuente de energía que aprovecha el calor del interior de la tierra para producir energía de una forma limpia y eficiente. Se puede explotar en casi cualquier lugar, dado que el calor que se genera en el interior de la tierra fluye hasta la superficie donde se puede aprovechar, extrayendo el vapor de agua que se genera, el cual mueve una turbina conectada a un generador para producir electricidad. De modo natural se manifiesta en forma de fuentes termales, géiseres e incluso volcanes.



Fig. 1.5 Central geotérmica en Islandia [12]

1.2.5 Energía solar

La energía solar se basa en la generación de energía mediante el aprovechamiento de la luz solar. El sol es una fuente de energía limpia, barata y renovable, tan abundante que se considera inagotable. Lleva cinco mil millones de años emitiendo radiación solar y se calcula que todavía no ha llegado al 50% de su existencia, según apunta la NASA [13].

Cada año vierte sobre la Tierra 1,5 trillones de kWh, 15000 veces más que toda la energía primaria consumida en 2006 en el mundo, que fue de 1014 kWh [14].

Además, el grupo *Union of Concerned Scientist* sostiene que 18 días de irradiación solar sobre la Tierra equivalen a la misma energía que la acumulada por todas las reservas de carbón, petróleo y gas natural en el mundo.

La energía solar es, por todas estas razones, una de las energías renovables con mayor campo de estudio, dado que podría llegar a abastecer la demanda energética en unos porcentajes mucho más altos que los actuales.

En la figura 1.6 se muestra la evolución de la potencia energética que se ha generado cada año por las diferentes energías renovables disponibles actualmente y se puede observar como la energía solar es la que más crece cada año.

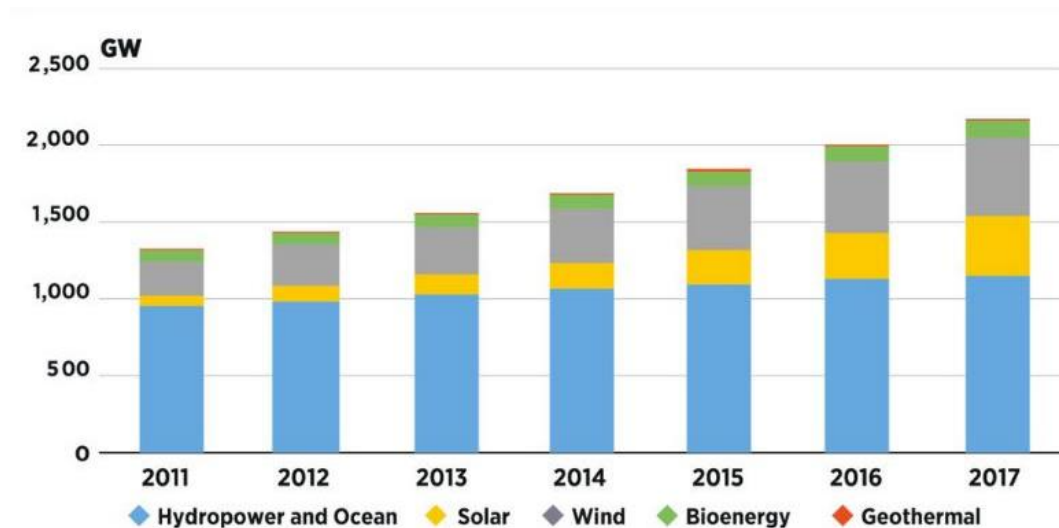


Fig. 1.6 Capacidad de generación de energía renovable entre los años 2011 y 2017 [15]

Se pueden diferenciar tres tipos de tecnologías para aprovechar la energía solar:

1.2.5.1 Energía solar pasiva

Es una de las formas de energía renovable más antigua. Consiste en el aprovechamiento de la energía solar de forma directa, mediante el estudio y la optimización de la ubicación, el diseño y la estructura de los edificios, así como de la elección adecuada de los materiales y elementos arquitectónicos de los mismos de forma que se reduzcan de manera significativa las necesidades de iluminación y de climatización de las viviendas.



Fig. 1.7 Vivienda basada en el aprovechamiento de la energía solar pasiva [16]

1.2.5.2 Energía solar fotovoltaica

La energía fotovoltaica consiste en la transformación directa de la luz solar en electricidad, mediante unos dispositivos llamados paneles fotovoltaicos. Este proceso está basado en el llamado efecto fotovoltaico. La radiación solar incide sobre los paneles y produce la excitación de los electrones del dispositivo semiconductor de forma que se genera una diferencia de potencial entre ambas caras de la célula fotoeléctrica que conforma el panel [5].



Fig. 1.8 Panel solar fotovoltaico [17]

Según la *Agencia Internacional de la Energía*, en 2017 se superaron los 100 GW de generación eléctrica en plantas con energía solar fotovoltaica en el mundo. En la actualidad su principal ventaja respecto a la energía solar térmica es su bajo coste [18].

1.2.5.3 Energía solar térmica

La energía solar térmica consiste en el aprovechamiento de la energía solar para generar calor. Utiliza paneles o espejos para absorber o reflejar la luz solar y conseguir concentrar el flujo de radiación solar, transferirlo a un fluido de trabajo y conducir este por tuberías hasta su aprovechamiento.

Para producir electricidad se utilizan los colectores denominados de alta temperatura o de concentración solar en los que el fluido calentado por la radiación se transfiere a un intercambiador de calor donde se transforma el agua en vapor de agua, y este mueve una turbina perteneciente a un ciclo de potencia, que genera electricidad [19].

También puede utilizarse para producción de agua caliente destinada al consumo doméstico ya sea agua caliente sanitaria, calefacción... mediante el uso de los llamados colectores de baja temperatura, los cuales son generalmente placas planas con el mismo funcionamiento de absorción de la radiación y calentamiento del fluido.

Tanto la energía solar fotovoltaica como la termosolar están en constante desarrollo. La primera tiene como principal ventaja su bajo coste y la segunda, que permite adaptar la producción a la demanda además de una mayor eficiencia [20]. Pero lo cierto es que, aunque para el autoabastecimiento la energía fotovoltaica es óptima, si se desea tener una opción de suministro eléctrico real, la cual pueda abastecer a ciudades enteras en el mundo, la energía que presenta un mayor potencial es la termosolar, en particular la energía de concentración solar, y es la que se ha desarrollado en este trabajo.

1.3 Tecnología CSP (Tecnología de concentración solar)

La tecnología de concentración de luz solar es una importante alternativa, en el presente y en el futuro, para proporcionar una generación de electricidad limpia y renovable. Se presenta, junto con las tecnologías fotovoltaicas, eólicas e hidrodinámicas, anteriormente descritas, como uno de los medios para la posible transición del suministro de energía actual a un futuro basado en energías renovables en gran medida, ya que es una de las tecnologías más efectivas en términos de sostenibilidad ambiental, técnica y económica. Su gran ventaja es que utiliza el calor del sol, disponible sin restricciones, y cuyo uso permite reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. Además, en la mayoría de tecnologías de concentración solar se pueden adaptar sistemas de almacenamiento térmico para poder generar electricidad en días nublados o incluso de noche con la energía que ha sido almacenada durante los días soleados.

Desde 2007, ha aumentado notablemente la comercialización y la capacidad de generación de esta tecnología, siendo, a finales de 2015, la potencia total mundial instalada de 4940 MW, y se espera que el crecimiento continúe a gran velocidad los próximos años [21].

Actualmente existen cuatro tecnologías de concentración solar, las cuales se diferencian entre sí por el método que utilizan para concentrar dicha luz. Se describen a continuación de una forma resumida:

1.3.1 Colector cilíndrico-parabólico

Actualmente es la tecnología más probada y desarrollada. Esto es debido, principalmente, a las nueve plantas que operan en el desierto de Mojave, en California, desde mediados de los años 80.

Su funcionamiento consiste en grandes campos de colectores cilíndrico-parabólicos colocados en serie que concentran la radiación solar produciendo energía térmica utilizada posteriormente para producir vapor, el cual es suministrado a una turbina de un ciclo Rankine de vapor para producir electricidad. Cada colector tiene un reflector parabólico que enfoca la radiación solar en un receptor lineal ubicado en el foco de la parábola, como puede verse en la figura 1.9.

A través del receptor circula el fluido de trabajo responsable de la transferencia de calor. Este fluido es calentado a través de la energía solar y regresa a una serie de intercambiadores de calor para generar vapor sobrecalentado a alta presión, que es utilizado en el generador de turbina de vapor para producir electricidad. Por las temperaturas de operación a las que está sometido el fluido suele ser aceite especial [22].

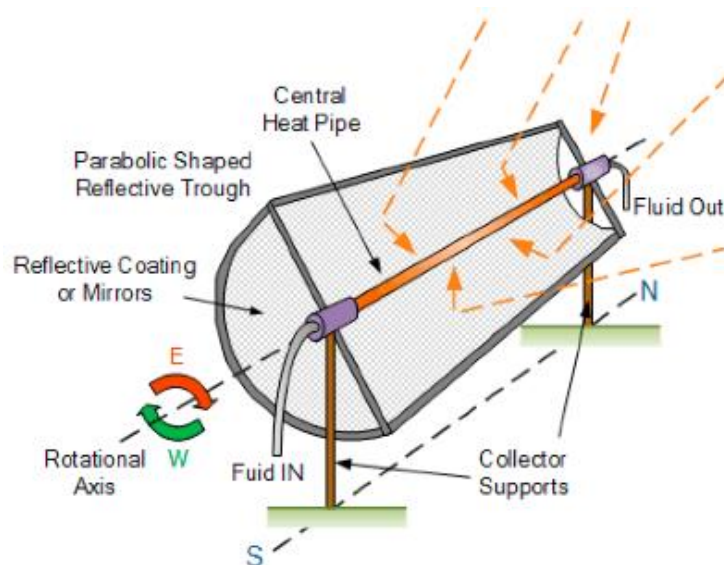


Fig. 1.9 Funcionamiento de un colector cilíndrico-parabólico [23]

Además, esta tecnología puede ser fácilmente hibridada con combustibles fósiles para producir electricidad que complemente la producción solar durante periodos de baja radiación solar o por las noches. Todas las plantas instaladas en California son hibridadas con el uso de gas natural como complemento.



Fig. 1.10 Colectores cilíndrico-parabólicos en el desierto de Mojave [24]

1.3.2 Colector lineal de Fresnel

El funcionamiento de este tipo de tecnología es muy parecido al de los colectores cilíndrico-parabólicos. La diferencia es que en los colectores Fresnel, los espejos son planos o ligeramente curvados para concentrar la radiación en el tubo receptor colocado sobre varias hileras de estos espejos. Con esta disposición solo es necesario habilitar la rotación de los espejos sobre un único eje, aunque esto provoca que aparezcan pérdidas dado que la orientación respecto al sol no es tan perfecta. Estas centrales suelen destacar por su sencillez de construcción y por su bajo coste, ya que varias hileras de espejos comparten un único tubo receptor. Además, la materia prima es también barata debido a que los reflectores se suelen construir con espejos planos de vidrio [25].

El proceso de funcionamiento es el mismo que en las cilíndrico-parabólicas, calentando el fluido de trabajo que circula por el tubo hacia el intercambiador de calor, donde se transmite dicho calor al ciclo principal de potencia.

El fluido de trabajo suele ser vapor de agua y, por lo tanto, ya es el fluido usado directamente en la turbina.



Fig. 1.11 Colector lineal tipo Fresnel [26]

1.3.3 Colector de disco parabólico

La tecnología de disco parabólico ha sido continuamente modificada y mejorada desde sus trabajos más pioneros, en la década de los 70. Utiliza un espejo paraboloide en cuyo foco se encuentra el receptor. Es comúnmente aceptada como la más eficiente de las tecnologías de concentración solar para convertir la energía solar en electricidad. Esto es debido a que la geometría característica de esta tecnología permite un alto grado de concentración de radiación solar y, de esta forma, se pueden alcanzar mayores temperaturas en el fluido de trabajo. La posibilidad de utilizar esta tecnología a gran escala es un reto todavía, debido a la complicada geometría del espejo y a la necesidad de un motor por cada espejo, además de la reducida potencia de producción unitaria (inferior a 25 kW). Por estas razones, los colectores de disco parabólico suelen ser utilizados en sistemas aislados para generación a pequeña escala, aunque también pueden instalarse un gran número de ellos para generación a gran escala, pero debe tenerse en cuenta la ausencia de sistemas de almacenamiento eléctrico, lo cual obliga a inyectar en la red toda la electricidad que haya sido producida pero que no vaya ser consumida [27].



Fig. 1.12 Colectores de disco parabólico [28]

1.3.4 Colector de receptor central de torre

Esta tecnología se basa en el uso de un conjunto de grandes espejos de seguimiento solar con una alta reflectividad conocidos como heliostatos, cuya función es enfocar la luz solar en un receptor situado en la parte superior de la torre. El fluido de transferencia de calor es calentado en el receptor mediante la radiación solar reflejada por estos heliostatos y se dirige a un intercambiador de calor para generar vapor, el cual se utiliza en una turbina perteneciente a un ciclo termodinámico, que sirve para producir electricidad. La razón por la que el receptor debe instalarse a una cierta altura es para asegurar un buen rendimiento geométrico del campo de heliostatos.

En este tipo de plantas no hay un fluido circulando por todo el campo solar, por lo que se obtiene una instalación más simple y, por lo tanto, más barata en comparación, aunque por el momento se trata de una tecnología de una madurez baja que aún necesita investigación y desarrollo. Además, presenta una gran capacidad de almacenamiento de energía que ofrece una mayor independencia a estas plantas, y que aumenta con las investigaciones que se van realizando a lo largo de los últimos años.

Este trabajo se ha basado en el estudio de este tipo de centrales y su funcionamiento será explicado con mayor detalle en el siguiente apartado.



Fig. 1.13 Planta solar térmica Gemasolar, Sevilla [29]

La tecnología del colector cilindro-parabólico y del colector lineal de Fresnel son conocidas como tecnologías de foco lineal porque concentran la radiación solar a lo largo de la longitud del colector, como se ha visto anteriormente, mientras que el colector de disco parabólico y el colector de receptor central de torre son tecnologías de enfoque puntual, porque concentran la radiación solar en un punto: en el centro del disco parabólico en la primera y en lo alto de la torre en la segunda [30].

Las tecnologías de foco en un punto pueden llegar a calentar el fluido de trabajo hasta temperaturas de 600°C - 1000°C , mientras que las de foco lineal alcanzan temperaturas más moderadas. Es por esto que las eficiencias de los colectores de disco parabólico y de receptor de torre central son mayores, ya que el terreno necesario es mucho menor para producir lo mismo, y el coste por kWh desciende también. Pero esta tecnología de concentración en un punto también tiene sus desventajas, ya que resulta técnicamente más compleja que las de enfoque lineal. De todas, la más probada y estudiada tanto técnica como comercialmente es la tecnología de colector cilíndrico-parabólico.

Sin embargo, hay una nueva tendencia de emplear otras tecnologías para gran escala, y por ello se está estudiando y probando cada vez más la tecnología de receptor central de torre, ya que puede llegar a alcanzar potencias de hasta 110 MWe, además de la posibilidad de un gran almacenamiento de energía de hasta 24 horas. En el apartado 1.4

se describe con más detalle esta tecnología exponiendo todas las ventajas que aporta y su funcionamiento más detallado.

1.4 Tecnología de concentración termosolar de torre

Como ya se ha explicado anteriormente, este tipo de tecnología es la que mayor eficiencia puede aportar en el campo de la energía solar cuando se habla de producción de electricidad a gran escala, dado que el objetivo que se busca es el de lograr una gran concentración de radiación solar y poder trabajar con temperaturas mayores alcanzando un mayor rendimiento global de la instalación. Presentan una gran flexibilidad debido a que pueden trabajar tanto con ciclos de vapor (ciclo Rankine) como de turbinas de gas (ciclo Brayton) y también facilita la hibridación con sistemas de combustión.

Una de las primeras torres termosolares probadas a gran escala fue Solar One, construida en el desierto de Mojave en 1981 y que estuvo en funcionamiento desde 1982 hasta 1986 [31]. Sirvió como planta piloto para poder investigar e intentar optimizar las posteriores plantas. El fluido de trabajo que se utilizaba en el receptor de Solar One era vapor de agua, dado que podía utilizarse tanto como para fluido de trabajo como de almacenamiento simplificando así el ciclo y ahorrando costes. El mayor problema fue la escasez de agua en las regiones donde se instalaban las plantas, además de que el vapor de agua a altas temperaturas es corrosivo en contacto con aleaciones metálicas y aceros inoxidable.

En 1995, Solar One fue convertida en Solar Two, ampliando el campo de heliostatos y aumentando de esta forma la capacidad de potencia disponible. Debido a los problemas ocasionados por el uso de vapor de agua en Solar One se decidió sustituir el fluido de trabajo por sal fundida (60% NaNO_3 y 40% KNO_3) la cual tiene propiedades a altas temperaturas similares al vapor de agua, pero un comportamiento mucho más óptimo como líquido de almacenamiento de energía. De esta forma se pudo estudiar su comportamiento en la central Solar Two, sirviendo esta de predecesora para las siguientes centrales de torre termosolar en funcionamiento con sales fundidas. Este trabajo se ha basado en el diseño de la central Solar Two, para intentar mejorar el comportamiento de su receptor.

El proyecto Solar engloba la construcción de las plantas Solar One, Solar Two y Solar Tres, esta última más conocida como Gemasolar, construida en Sevilla (España) después del éxito obtenido en Solar Two, con un tamaño del campo de heliostatos tres veces mayor

que su antecesora y con una capacidad de generación de potencia de 19,9 MW y logrando un funcionamiento continuo durante 24 horas seguidas [29].

Como se ha descrito anteriormente, el funcionamiento de este tipo de centrales consiste, de una forma simplificada, en absorber la radiación reflejada por el campo de heliostatos en el receptor, calentando así el fluido de trabajo que, a su vez, transmitirá la energía térmica generada en un intercambiador de calor conectado a un ciclo termodinámico, como se puede observar en la figura 1.14.

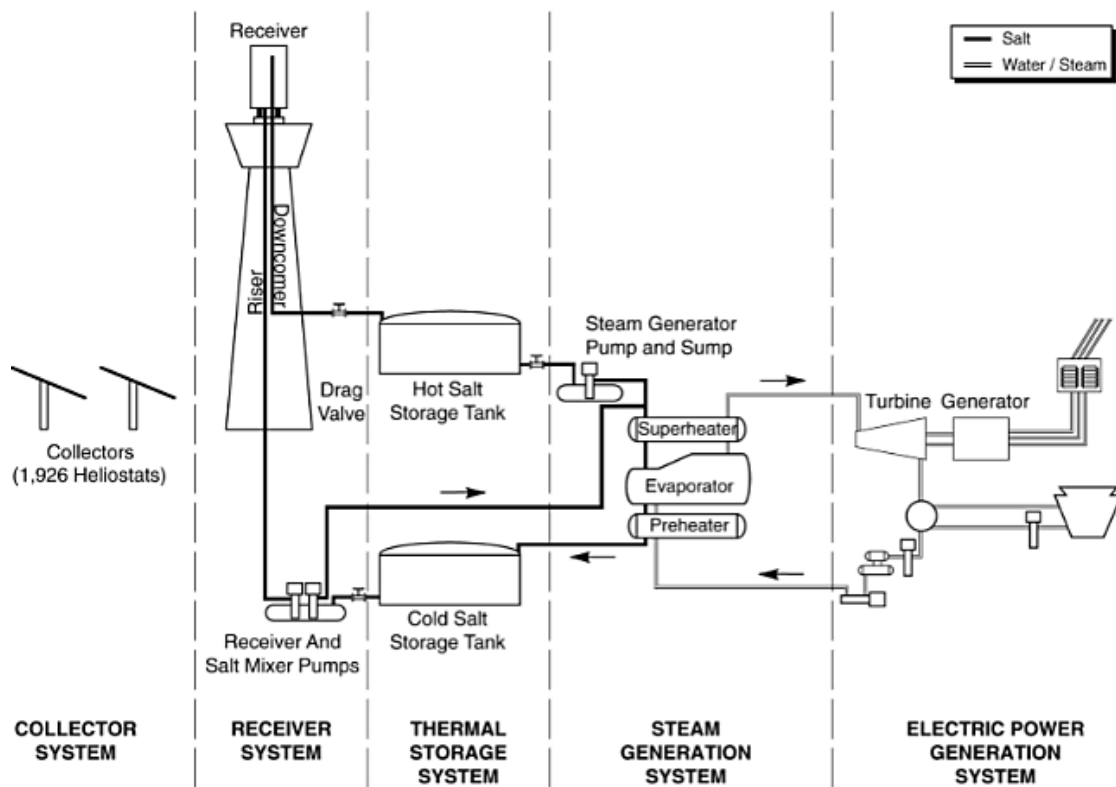


Fig. 1.14 Esquema del sistema de la planta Solar Two [32]

En este trabajo se estudia la optimización del receptor, dado que es el elemento más crítico, pero es importante diferenciar y describir brevemente el funcionamiento de los cuatro subsistemas principales que forman una central con estas características:

- Campo de heliostatos
- Receptor central
- Sistema de almacenamiento
- Bloque de potencia

1.4.1 Campo de heliostatos

Los heliostatos son espejos planos o ligeramente cóncavos que siguen la trayectoria del sol mediante un seguimiento a dos ejes con el objetivo de poder optimizar el proceso de concentración. Un heliostato está formado por una superficie reflectante, un pedestal de cimentación, una estructura soporte (normalmente formada por cerchas metálicas), mecanismos de movimiento y un sistema de control. Cabe destacar que un heliostato no está compuesto por un espejo grande único, sino por múltiples módulos de espejos más pequeños llamados facetas. Generalmente la superficie de estas facetas se encuentra ligeramente curvada con el objetivo de lograr un mejor enfoque de la radiación que incide en ellas [30].

Existen varias geometrías para los heliostatos dado que existe mucha flexibilidad en el peso y el espesor de las placas. La forma más común es rectangular, pero también se están probando otras formas como las circulares [33].

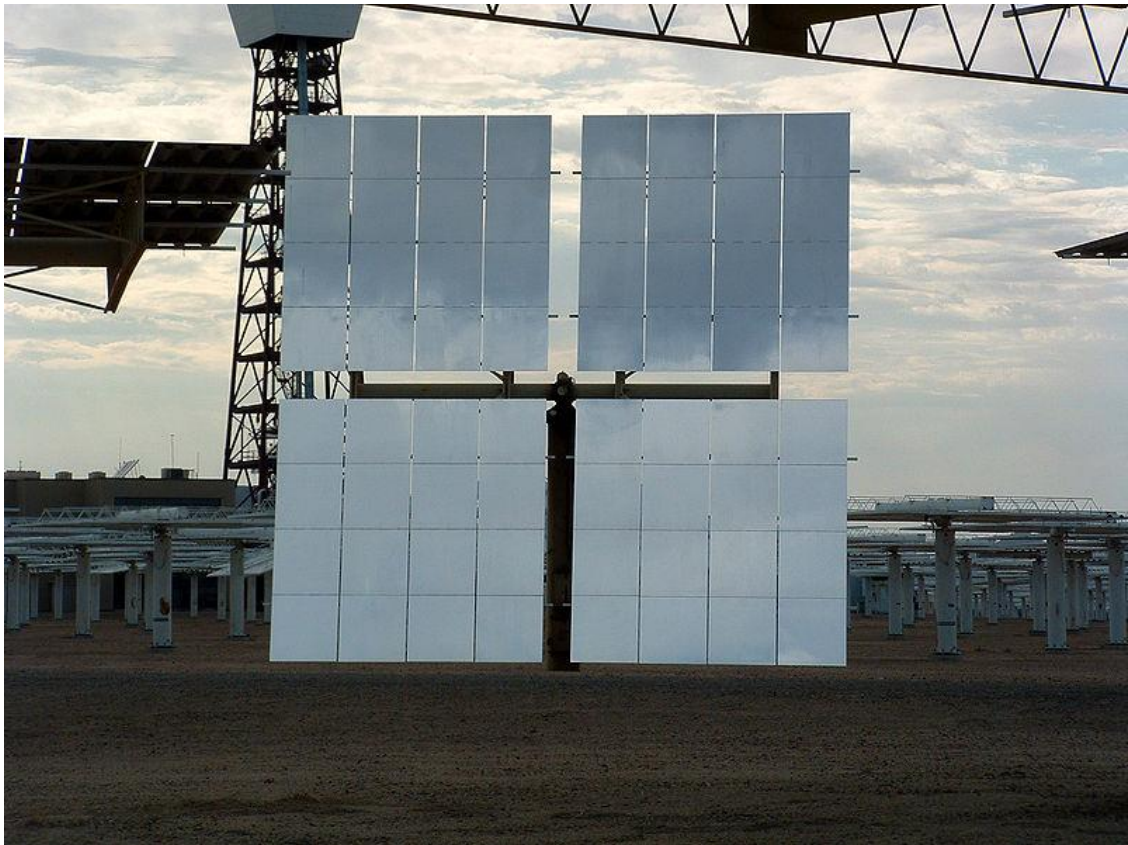


Fig. 1.15 Heliostato con seguimiento a dos ejes [34]

Una central de receptor central de torre está formada por un gran número de heliostatos, dependiendo de la potencia que se desee generar y del tamaño individual de cada uno de ellos. Por ejemplo, la central termosolar Gemasolar, situada en Sevilla, tiene una

capacidad de generación de potencia de 19,9 MW y un número de heliostatos instalado de 2650 mientras que la central Crescent Dunes, en Nevada, con un total de 10347 heliostatos consigue una capacidad de 110 MW [29]- [35].

Además de la optimización de su superficie, otro parámetro importante es la distribución de estos campos de heliostatos. Actualmente existen dos disposiciones habituales:

- Si el receptor es externo plano o si está encerrado en una cavidad los heliostatos deben estar localizados detrás de la torre, lo que significa que estarán al norte o al sur de esta, según la latitud del emplazamiento. En el caso de estar en el hemisferio norte, el campo estará en el norte.
- Si el receptor es externo cilíndrico, el campo de heliostatos debe estar situado alrededor de la torre, aunque esta no está situada en el centro del círculo, sino que está desplazada hacia el sur.

Esta distribución suele depender de dos parámetros: la latitud a la que esté situada la planta y el coste de la torre. Respecto a la latitud, cuanto más lejos esté la planta de la línea del Ecuador, mayor será la eficiencia óptica del campo situado al norte respecto de uno circular. En cuanto al coste de la torre, el campo orientado al norte requiere de torres más altas que las circulares para obtener la misma potencia en el receptor, por lo tanto, cuanto mayor sea el terreno disponible para la instalación de los heliostatos más interesante será la disposición en círculo [25]. Los esquemas de ambas configuraciones se pueden observar en la figura 1.16. La imagen de la izquierda corresponde con un campo norte y la de la derecha con un campo circular.

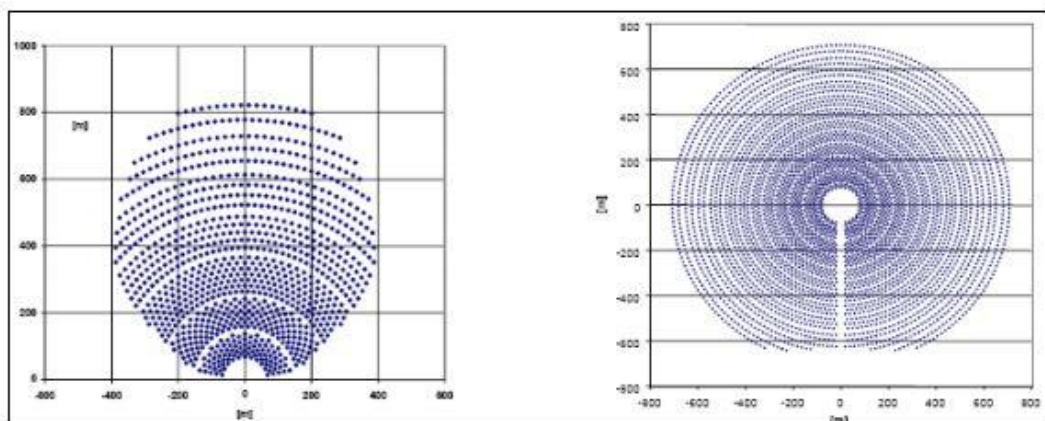


Fig. 1.16 Configuraciones típicas de campos de heliostatos alrededor de la torre [36]

Aunque la operación de los espejos es relativamente sencilla, el diseño del campo no lo es. Los heliostatos se intercalan cada dos filas consecutivas para así reducir la posibilidad

de que se produzcan efectos de bloqueo y sombra entre ellos y mejorando así la eficiencia óptica.



Fig. 1.17 Central PS10, campo norte, a la izquierda y central Crescent Dunes, campo circular, a la derecha [37] [38]

1.4.2 Receptor central

El receptor de las centrales de torre de potencia está situado en la parte alta de la torre y es uno de los componentes más críticos debido a las altas temperaturas de trabajo a las que está sometido y a los altos gradientes térmicos que se generan. Su función es la de transformar la energía de radiación solar que recibe en energía térmica.

Está formado por una serie de tubos, por cuyo interior circula el fluido de operación encargado de transferir el calor generado. Para conseguir optimizar el receptor se han propuesto y ensayado diferentes diseños en los que la disposición de los tubos en cada uno es diferente. Las configuraciones que han sido probadas hasta el momento son las que se describen a continuación.

1.4.2.1 Receptor de cavidad

Los receptores de cavidad fueron los primeros que se desarrollaron. En este tipo de receptores los tubos se instalan resguardados en una cavidad con una pequeña abertura por la que entra la radiación reflejada por los heliostatos para poder ser absorbida por los tubos. Esta abertura se sitúa en una de las paredes del receptor. El diseño de estos receptores, de una forma simplificada, se puede observar en la figura 1.18.

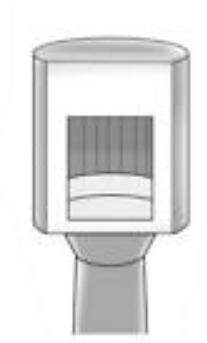


Fig. 1.18 Esquema de un receptor de cavidad [39]

Esta geometría se diseña para minimizar las pérdidas al ambiente exterior y con ello trabajar a mayores temperaturas, pero añade una mayor dificultad para que los rayos solares puedan alcanzar los tubos y aumentan las pérdidas por desbordamiento además de que reciben la radiación desde una única dirección. También se debe tener en cuenta que tanto el volumen del receptor como el número de componentes necesarios y los costes son mayores en este tipo de receptores en comparación con los receptores externos.



Fig. 1.19 Receptor de cavidad de la central solar Themis, Francia [40]

1.4.2.2 Receptor externo

En un receptor externo la radiación solar que es reflejada por los heliostatos incide de forma directa sobre la superficie de absorción y no tiene que pasar por una zona de apertura como en los de cavidad, por lo tanto, es más fácil que los rayos alcancen la superficie de los tubos, aumentando de esta forma la radiación interceptada. Pero por esta razón, se aumentan las pérdidas tanto por radiación como por reflexión.

A su vez, este tipo de receptores se clasifica en receptores planos, semicilíndricos y cilíndricos.

El receptor que se ha estudiado en este trabajo, y que se explica en el capítulo 2 es un receptor externo cilíndrico, que es el más característico en las últimas centrales termosolares construidas y cuyo esquema se puede apreciar en la figura 1.20.



Fig. 1.20 Esquema de un receptor externo cilíndrico [39]

1.4.2.3 Receptor volumétrico

Uno de los factores importantes a la hora de elegir el diseño del receptor es la superficie o mecanismo de intercambio de calor. Básicamente se utilizan dos opciones, paneles de tubos o superficies volumétricas. En los paneles tubulares el fluido de trabajo fluye por dentro del tubo y absorbe el calor acumulado en las paredes del panel por convección. Dependiendo de las propiedades de transferencia de calor del fluido y del flujo de radiación incidente, los tubos pueden llegar a sufrir tensiones termodinámicas. Los receptores que trabajan con aire pueden sufrir muchas dificultades trabajando con paneles tubulares debido a los bajos coeficientes de transferencia de calor. Para mejorar el contacto con la superficie, se han probado otro tipo de receptores llamados receptores volumétricos, formados por estructuras altamente porosas que funcionan como intercambiadores de calor por convección que absorben la radiación solar concentrada. El objetivo es que se absorba la radiación por el volumen completo y no solo por la superficie exterior. El medio de transferencia de calor, generalmente aire, se fuerza a través de la estructura porosa y se calienta mediante la transferencia de calor [41].

Su principal ventaja es que al trabajar con aire se pueden conseguir mayores temperaturas de operación. Sin embargo, las propiedades de transferencia de calor de los gases son pobres y por lo tanto se limita la viabilidad de estos receptores [36].

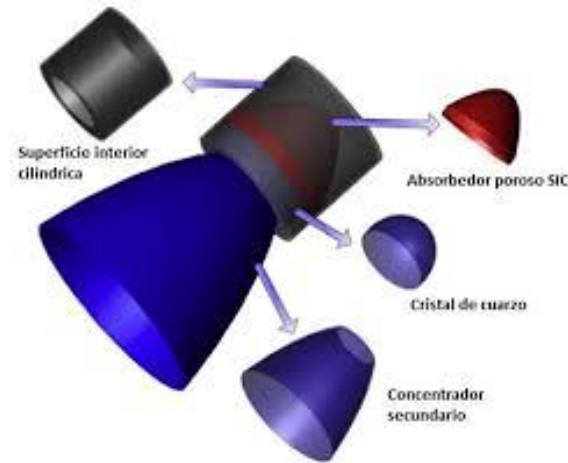


Fig. 1.21 Receptor volumétrico [42]

1.4.3 Sistema de almacenamiento

Uno de los mayores inconvenientes que presenta la energía solar es su intermitencia de producción en el tiempo, por ello una de las principales ventajas de las torres termosolares es que pueden incluir un sistema de almacenamiento y así poder proporcionar una mayor independencia, no solo en días soleados, sino también por las noches o en días nublados.

El sistema de almacenamiento está formado por dos tanques, como se puede observar en la figura 1.22. Uno de ellos es el tanque “caliente” en el que se almacena el fluido de trabajo caliente que fluye desde el receptor a una temperatura aproximada de 565°C . El otro tanque, el tanque “frío”, contiene el fluido almacenado que posteriormente sube hacia el receptor, a una temperatura de 290°C .

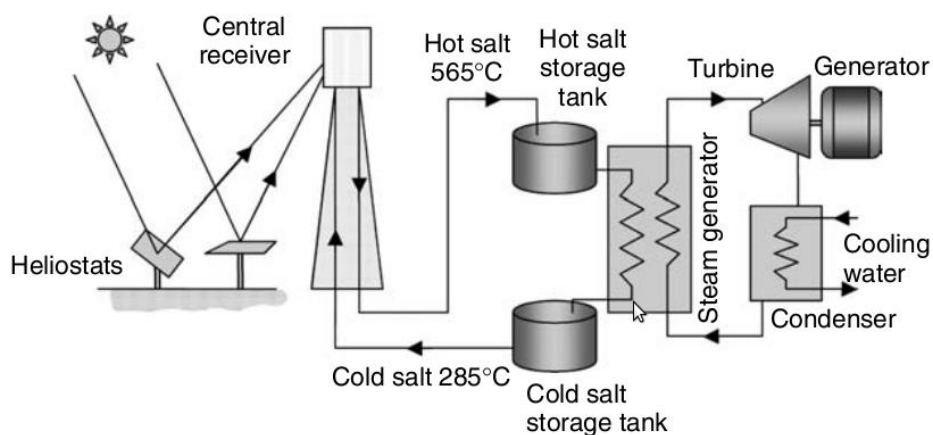


Fig. 1.22 Esquema del sistema de una torre de receptor central de sales fundidas [43]

1.4.4 Bloque de potencia

El bloque de potencia es el responsable de convertir finalmente la energía térmica producida en el receptor en electricidad con una eficiencia que depende del ciclo termodinámico instalado y del rendimiento de los componentes. Los ciclos más utilizados son ciclo Rankine y ciclo Brayton, siendo más habitual el uso de ciclos Rankine. También existen plantas de torre de potencia que utilizan ciclos combinados, pero en estos casos se usan operaciones de hibridación con quemadores o cámaras de combustión auxiliares para mejorar el rendimiento de la planta [44].

En un ciclo Rankine como el que se muestra en la figura 1.23 pueden ocurrir dos casos, que el fluido de trabajo sea agua o que el fluido de trabajo sea distinto a esta. En el primer caso, la generación de vapor es directa dado que el vapor producido en el receptor se lleva directamente a la turbina sin necesidad de introducir intercambiadores de calor. En el caso de que el fluido sea diferente, una vez calentado tras su paso por el receptor el fluido se dirige a una serie de intercambiadores de calor en los que se produce vapor sobrecalentado a alta presión que es posteriormente suministrado a una turbina de vapor para generar electricidad. El vapor de salida se dirige hacia un condensador y posteriormente, el agua generada vuelve a los intercambiadores de calor del principio para volver a ser transformada en vapor.

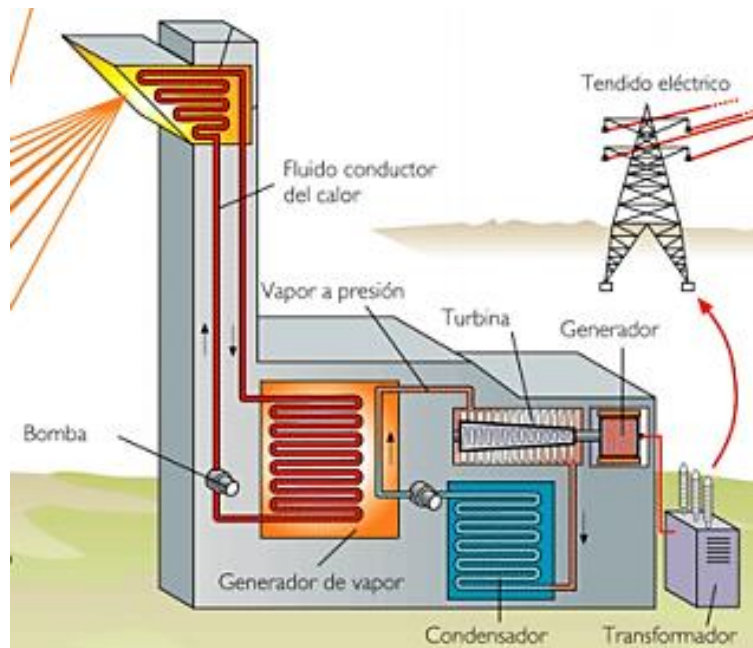


Fig. 1.23 Esquema del bloque de potencia [45]

1.5 Objetivos del proyecto

Como se ha comentado, actualmente el uso de energías renovables que permitan un desarrollo sostenible se trata de una necesidad de la sociedad para poder seguir evolucionando y creciendo además de asegurar un futuro viable a las próximas generaciones y, sobre todo, de proteger el planeta. Por esta razón, en este trabajo se ha elegido estudiar el diseño y la optimización de los tubos de los receptores de central de torre, dado que la tecnología de torre de potencia está actualmente en pleno desarrollo y las centrales termosolares suponen una gran alternativa a gran escala a la utilización de combustibles fósiles y la posibilidad de una reducción cada vez mayor de las emisiones ocasionadas por este uso.

Por tanto, el objetivo de este trabajo es conseguir optimizar el funcionamiento de estos receptores para así aumentar su vida útil y conseguir de esta forma aumentar la eficiencia y la fiabilidad de las centrales termosolares de torre además de reducir sus costes. El proceso a seguir ha consistido en, a partir de un caso nominal basado en el diseño de un receptor real, buscar una geometría y unas condiciones de funcionamiento que generen un menor gradiente de temperaturas entre las superficies externa e interna del tubo para, de esta forma, conseguir disminuir las tensiones térmicas generadas y así lograr el objetivo de aumentar la vida útil del receptor. Además de lograr un menor gradiente de temperaturas se ha estudiado la influencia de estos parámetros de funcionamiento para buscar cumplir el otro objetivo principal de esta optimización: aumentar la temperatura de operación y, de esta forma, la eficiencia de la central. La principal solución propuesta en este proyecto para lograrlo es la variación de las separaciones entre tubos así como la variación de separación entre estos y la pared trasera, además de incluir una optimización de los parámetros de funcionamiento del receptor como el fluido de trabajo o el material del tubo, y un estudio de cómo varía el comportamiento de este en función de las variables de funcionamiento como el flujo másico o la temperatura media. De esta forma se podrá caracterizar el comportamiento del receptor, así como optimizarlo para conseguir aumentar su vida útil.

1.6 Estructura del documento

Capítulo 1: Introducción y objetivos. Se presentan las energías renovables como alternativa a los recursos fósiles, describiendo cada una de las fuentes de energía renovable, en especial la solar dando una mayor importancia a la termosolar. Se describe

también el funcionamiento de una torre termosolar de receptor central y cada uno de los sistemas por los que está compuesta.

Capítulo 2: Problemas en los receptores termosolares convencionales. En este capítulo se describen las características de los receptores externos cilíndricos y los problemas que se presentan durante su funcionamiento, así como posibles soluciones que podrían reducir estos problemas e incluso evitarlos, como por ejemplo, diferentes materiales para los tubos o probar nuevos fluidos de trabajo con mejores propiedades.

Capítulo 3: Simulación bidimensional. Este capítulo recoge toda la información sobre la geometría y el mallado del estudio realizado, así como la posterior simulación de cada caso y los casos propuestos de estudio.

Capítulo 4: Resultados. Este apartado recoge los resultados obtenidos en cada caso y el estudio de la optimización de cada uno de estos casos propuestos.

Capítulo 5: Presupuesto del proyecto y entorno socio-económico. Se ha realizado una estimación del presupuesto que costaría este proyecto y una valoración del impacto ambiental y social que tendría llevarlo a cabo.

Capítulo 6: Planificación del proyecto. Descripción de las tareas del proyecto con su respectiva duración de tiempo mediante un diagrama de Gantt.

Capítulo 7: Conclusiones. En este capítulo se describen las conclusiones a las que se ha llegado con este estudio y los trabajos futuros que podría necesitar para complementarse.

Capítulo 8: Bibliografía.

Anexo A: Modelos de turbulencia y de radiación. Se realiza una comprobación de la idoneidad de los modelos elegidos así como el desarrollo teórico de los mismos.

Capítulo 2 . Problemas en los receptores termosolares convencionales

2.1 Receptor cilíndrico convencional

El receptor cilíndrico convencional es un tipo de receptor externo que consiste en un conjunto de paneles individuales con forma rectangular instalados en lo alto de la torre y dispuestos de tal manera que forman un cilindro ocupando los 360 grados de la torre. Cada panel está compuesto por una serie de tubos de pared delgada generalmente fabricados en acero inoxidable [46].

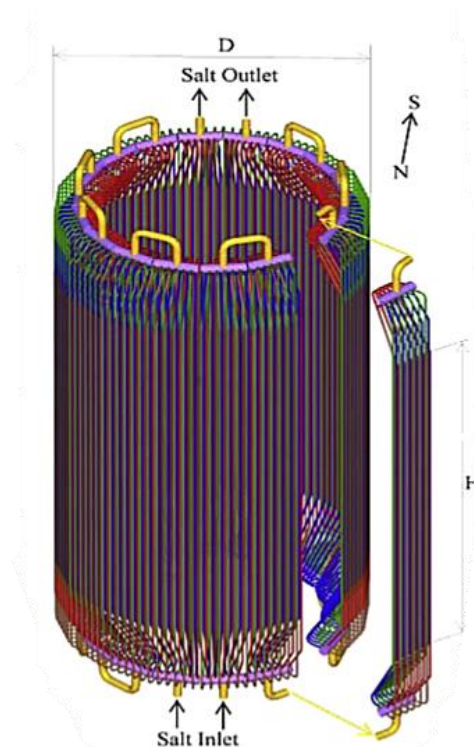


Fig. 2.1 Esquema de un receptor cilíndrico convencional [47]

El número de tubos por panel debe ser elegido de forma que se optimice la absorción de calor por el fluido de trabajo teniendo en cuenta las pérdidas térmicas y la generación de presiones a lo largo del receptor. También se deben estudiar otros parámetros importantes como el diámetro del receptor y el número de paneles necesario para formarlo, los materiales que lo componen, el número de flujos de fluido de trabajo que tendrá cada panel y su longitud, además del diámetro de los tubos, entre otros.

Para poder describir el funcionamiento de este tipo de receptores es muy importante conocer la configuración de los flujos del fluido de trabajo del receptor, dado que varía

en cada diseño dependiendo de las restricciones de tensiones térmicas del material, de la distribución del campo de heliostatos y de los requerimientos de las bombas [30].

En la figura 2.2 se pueden observar ocho posibles configuraciones del flujo de un receptor exterior cilíndrico vistas desde la parte superior del receptor.

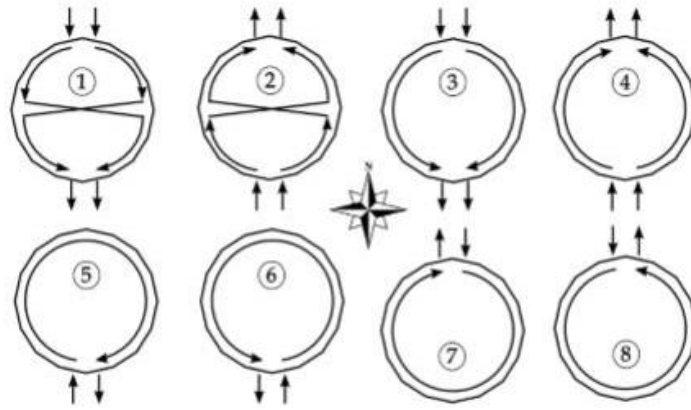


Fig. 2.2 Posibles configuraciones del flujo de un receptor central [30]

En las configuraciones con dos caminos paralelos de flujos la eficiencia térmica es más alta y, por lo tanto, la mayor parte de las centrales de torre termosolares actuales se diseñan con configuraciones basadas en las representadas de la 1 a la 4 en la figura 2.2.

También es importante destacar que en centrales situadas en el hemisferio norte el flujo debe recorrer el receptor desde su cara norte a su cara sur debido a que la mayor radiación incide sobre la cara norte de la torre y el fluido de trabajo presenta una menor temperatura al inicio del recorrido siendo capaz de absorber más calor al inicio. Si el recorrido fuese de sur a norte, el fluido comenzaría a elevar su temperatura a lo largo de los tubos hasta llegar a los situados en la zona norte y la temperatura se dispararía dando como resultado unas mayores pérdidas de radiación y una mayor convección, llegando, además, a temperaturas de funcionamiento tan altas que llevarían a la rotura de los tubos.

Por tanto, una vez conocido el patrón del flujo, el funcionamiento de un receptor externo cilíndrico de sales fundidas situado en el hemisferio norte es el siguiente: la sal fundida entra por el panel situado al norte a una baja temperatura, ligeramente superior al punto de fusión, a 290°C . El flujo se divide en dos caminos y cada circuito pasa por la mitad de cada uno de los paneles del receptor en forma de serpentina. En cada panel el flujo de sales se divide entre los tubos que forman el panel y pasa a través de ellos, a medida que la sal avanza en el recorrido su temperatura va incrementándose hasta llegar al panel

situado en la zona sur donde la temperatura de salida de las sales será aproximadamente 565°C [48].

Este proceso de funcionamiento se entiende mejor observando la imagen izquierda de la figura 2.3 en la que se muestra el receptor de la central Solar Two. Se observa que los flujos siguen la configuración 1 de la figura 2.2, ambos entran por el panel situado al norte, cruzándose en la mitad del receptor, saliendo ambos por el panel situado al sur. En la imagen derecha se puede ver el paso del flujo de un panel a otro adyacente.

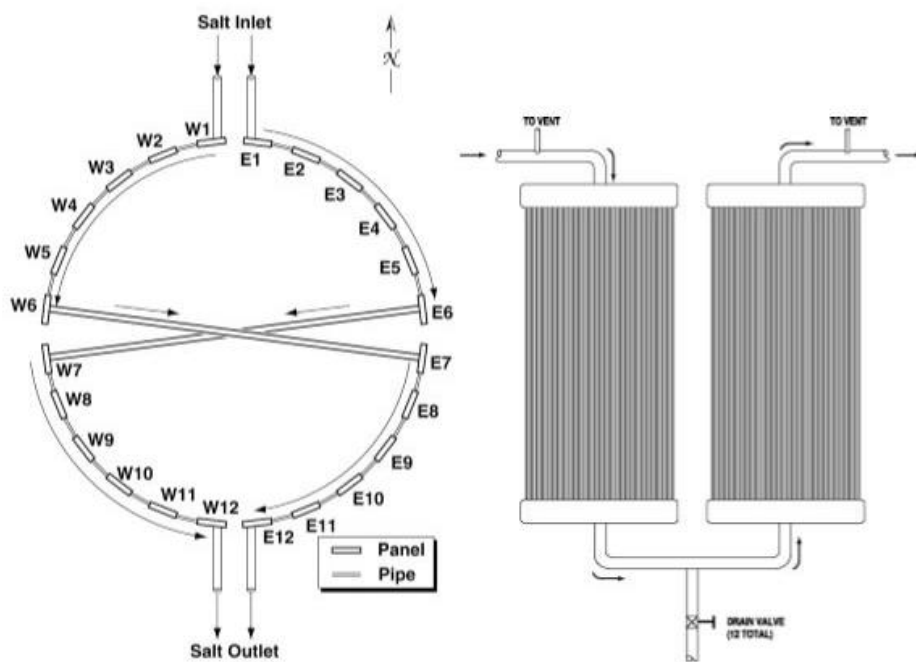


Fig. 2.3 Recorrido de cada uno de los dos flujos del receptor de Solar Two (izquierda). El paso de flujo de un panel a otro adyacente (derecha) [30]

La principal ventaja de este tipo de receptores es que se puede maximizar la radiación absorbida si se dispone de un campo amplio para instalar los heliostatos, debido a que esta disposición facilita que los rayos solares reflejados alcancen con mayor facilidad la superficie de los tubos, además de que la superficie de recepción es mayor dado que aprovecha los 360 grados de la torre. Cuanto más amplio sea el campo de heliostatos disponible, más conveniente será este tipo de receptores, dado que no se necesitan alturas tan elevadas para la torre, ahorrando de esta forma costes, y además se podrá aumentar notablemente la capacidad de la planta [25].

También se debe tener en cuenta el volumen del receptor dado que en comparación con los otros tipos de receptores y para absorber la misma cantidad de luz solar, es menor en receptores externos cilíndricos y, por lo tanto, también los costes serán inferiores en este sentido.

Pero esta configuración también tiene inconvenientes ya que conlleva unas pérdidas mayores lo cual provoca unas temperaturas de funcionamiento menos elevadas. Una solución propuesta para incrementar la absorción del flujo de radiación solar, y probada en la central Solar Two fue recubrir los tubos con una pintura robusta y de alta absorción aumentando de esta forma la absorción de la luz solar incidente a un 95% [33]. El resultado obtenido fue óptimo y además se comprobó que esta pintura es resistente a muy altas temperaturas.

2.2 Problemas

El receptor no es el componente más caro de la planta, sin embargo, es el elemento más crítico debido a las condiciones extremas de trabajo a las que está sometido. El lado externo del receptor está expuesto a un flujo solar muy alto mientras que el lado interno, al estar en contacto con el fluido de trabajo, está expuesto a un ambiente muy corrosivo. Alargar la vida operativa de los receptores es uno de los mayores objetivos en el diseño de una planta de torre termosolar.

Es cierto que el diseño de este tipo de tecnologías no es fácil debido a que la inestabilidad del flujo solar y el gran tamaño del campo de heliostatos y del receptor hacen que sea muy difícil conocer la distribución del flujo de calor y de las temperaturas en los tubos. Además, la concentración del flujo de radiación varía según la disponibilidad de radiación solar, la nubosidad en el cielo, la posición solar y la configuración de la planta. También se debe tener en cuenta que la superficie de este tipo de receptores está expuesta directamente a las condiciones ambientales, con una velocidad variable del viento, una presión atmosférica y una temperatura que varía a medida que cambia el clima.

En resumen, los principales problemas en un receptor externo cilíndrico surgen debido a los altos gradientes térmicos que se producen en la superficie del tubo y a la corrosión que se genera en el material que los compone debido al contacto con el fluido de trabajo corrosivo. Estos problemas conducen al deterioro y posterior ruptura del receptor, lo que conlleva a una parada de la central. Estas paradas inesperadas resultan muy costosas y conllevan una reducción notable de la viabilidad y de la confianza en estas plantas. Por lo tanto, es necesario realizar estudios sobre cómo optimizar el diseño de estos receptores y buscar nuevas alternativas para poder implementar de forma cada vez más económica este tipo de centrales y así reducir el uso de los recursos fósiles.

Dado que este trabajo se ha basado en la central Solar Two, es importante mostrar el resultado de su receptor después de tres años de operación. Los fallos se produjeron después de las condiciones extremas de funcionamiento a las que estuvo sometido en ese tiempo y se pueden observar en la figura 2.4: alta corrosión, tubos quemados, revestimientos agrietados entre otros.



Fig. 2.4 Receptor de la central Solar Two después de tres años de funcionamiento [31]

A pesar de la criticidad que se ha demostrado que existe en el receptor, todavía su geometría no ha sido optimizada, por esta razón en este trabajo se ha estudiado la influencia que tienen las diferentes variables geométricas y de operación en el calor que es absorbido por el receptor y en las temperaturas del tubo para conseguir optimizar el proceso y alargar la vida del receptor, reduciendo así la principal desventaja de este tipo de tecnologías: su alto coste económico.

2.3 Materiales del receptor

Los estudios actuales están centrados en la elección de materiales del receptor y la disposición de estos para conseguir que existan las menores pérdidas de calor posibles y de esta forma incrementar la eficiencia del receptor, así como la eficiencia del ciclo global [25].

La elección del material empleado en el receptor es uno de los problemas más básicos en cuanto al diseño de los receptores dado que es una de las causas por las que surgen los problemas de operación y, sobre todo, de mantenimiento. Se debe tener en cuenta, como ya se ha comentado, que en este tipo de centrales toda la radiación solar captada por los

heliostatos se concentra en un punto, generando de esta forma muy altos ratios de concentración (entre 200 y 1000). Por lo tanto, la pared externa del tubo está expuesta a unos niveles muy altos de radiación, lo que genera unos grandes gradientes de temperatura en la superficie de los tubos además de unas altas temperaturas de operación. Por otro lado, el contacto de la pared interna del tubo con el fluido de trabajo, expone al material elegido a un ambiente corrosivo. Por lo tanto, la estabilidad del material en contacto con el fluido de trabajo debe ser estudiada en detalle, así como el comportamiento térmico de este. También debe haber estado sometido a un estudio de las dilataciones que se producen en él al estar expuesto a tan altos niveles de temperatura, así como prestar atención a las tensiones térmicas que se generarán en el material durante el funcionamiento y los problemas debidos a fatiga.

Es muy importante seleccionar el material correcto para asegurar un buen funcionamiento de la planta, así como para aumentar su rendimiento. En este trabajo se exponen y estudian los materiales que, hasta el momento, presentan unas mejores propiedades para conseguir un funcionamiento óptimo del receptor.

2.3.1 Acero inoxidable 316

Como se ha explicado anteriormente, es el material más utilizado en los tubos de los receptores. A temperaturas moderadas sus propiedades tanto térmicas como mecánicas son perfectamente adecuadas. Pero a mayores temperaturas presenta problemas de corrosión lo cual supone un factor limitante de funcionamiento.

En la central Solar Two el material de los tubos del receptor era acero inoxidable (Stainless Steel 316) y, por tanto, el caso nominal de estudio se ha construido con este mismo material. Sus propiedades, que deben ser halladas para crear el material en Ansys Fluent, han sido halladas en función de la temperatura media de trabajo que se utiliza en el receptor, correspondiente a 450°C para el caso nominal. Estas propiedades se pueden observar en la tabla 2.1 [49]

TABLA 2.1 PROPIEDADES STAINLESS STEEL 316

Densidad (ρ)	8030 kg/m ³
Conductividad térmica (k)	20,85 W/m-K
Calor específico (C_p)	500 J/kg-K
Temperatura de fusión	1671 K
Módulo de Young (E)	193 GPa

Coeficiente de Poisson (ν)	0,269
Coeficiente de dilatación térmica volumétrico (γ)	17,5 $\mu\text{m}/\text{m}^\circ\text{C}$

2.3.2 Incoloy 800H

Permite trabajar con temperaturas de funcionamiento mayores que los otros materiales, hasta aproximadamente 630°C [50]. Sin embargo, es más caro en comparación con los demás materiales estudiados. Sus propiedades mecánicas son aceptables, pero ligeramente peores en comparación con los otros materiales propuestos.

En la tabla 2.2 se muestran las propiedades, a 450°C , que han sido utilizadas en la simulación del caso nominal con el tubo de material Incoloy 800H [51].

TABLA 2.2 PROPIEDADES INCOLOY 800H

Densidad (ρ)	7940 kg/m^3
Conductividad térmica (k)	18,7 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$
Calor específico (C_p)	460 $\text{J}/\text{kg}\cdot\text{K}$
Temperatura de fusión	1630-1658 K
Módulo de Young (E)	169,3 GPa
Coeficiente de Poisson (ν)	0,364
Coeficiente de dilatación térmica volumétrico (γ)	16,6 $\mu\text{m}/\text{m}^\circ\text{C}$

2.3.3 Inconel alloy 625

El Inconel alloy 625 es un material ampliamente usado en la industria por sus buenas propiedades tanto térmicas como mecánicas. En cuanto a la temperatura de funcionamiento, no se recomienda someterlo a temperaturas mayores de 600°C , lo cual supone una desventaja respecto al Incoloy 800H [50]. Aunque una ventaja sobre este es que el Inconel alloy tiene un menor coste en el mercado. Las propiedades a temperatura media utilizadas para la simulación se muestran en la tabla 2.3 [52].

TABLA 2.3 PROPIEDADES INCONEL ALLOY 625

Densidad (ρ)	8440 kg/m^3
Conductividad térmica (k)	21,19 $\text{W}/\text{m}\cdot\text{K}$
Calor específico (C_p)	595,8
Temperatura de fusión	1563 K
Módulo de Young (E)	184 GPa

Coeficiente de Poisson (ν)	0,297
Coeficiente de dilatación térmica volumétrico (γ)	15,8 $\mu\text{m}/\text{m}/^\circ\text{C}$

2.4 Fluidos de trabajo

El fluido de operación es uno de los parámetros más críticos a la hora de diseñar un receptor debido tanto a su función de transferencia de calor como a su función de almacenamiento. Como se ha visto, varios fluidos han sido probados en diferentes plantas como el vapor de agua o posteriormente las sales fundidas. Dependiendo de qué fluido se utilice, existen varias posibilidades, dado que el mismo fluido puede realizar las funciones de transferencia y de almacenamiento, o puede ser que se necesite combinar dos fluidos, uno para cada tarea.

Para poder proyectar plantas termosolares de torre con unas capacidades de producción y de almacenamiento cada vez mayores, se necesitará una mayor cantidad de fluido de transferencia de calor y, por lo tanto, los objetivos que se buscan a la hora de probar y desarrollar nuevas opciones en cuanto a este parámetro son los de reducir el precio del fluido utilizado, a la vez que maximizar la eficiencia de la planta. Las características que se buscan en estos nuevos fluidos son [53]:

- Bajo punto de fusión
- Alto punto de ebullición
- Estabilidad térmica
- Baja viscosidad
- Alta densidad y capacidad calorífica
- Alta capacidad de almacenamiento energético
- Baja presión de vapor a altas temperaturas
- Baja inflamabilidad, toxicidad y riesgo ambiental
- No corrosivo
- Bajo precio

2.4.1 Vapor de agua

Las primeras plantas de central de receptor de torre se diseñaron con vapor de agua como fluido de trabajo, dado que sus propiedades son favorables para el intercambio de calor. Otra de las principales razones por las que se fomentó el uso de este fluido de trabajo es

el ahorro de costes, dado que la generación de vapor se produce de forma directa en el receptor, de esta forma no es necesaria la instalación de un intercambiador de calor si no se considera el sistema de almacenamiento. Pero, en el caso de que se desee instalar un sistema de almacenamiento, el vapor de agua no es el fluido más adecuado dado que el almacenamiento de energía en forma de vapor a altas presiones no es una opción económica debido a la baja densidad energética del vapor de agua. Además, es corrosivo a altas temperaturas en contacto con aceros inoxidable o aleaciones metálicas, materiales que normalmente son utilizados en el receptor.

Otra de las razones por las que se empezaron a realizar investigaciones con nuevos fluidos de trabajo fue por la escasez de agua característica de las regiones en las que se suelen instalar las centrales termosolares.

Las propiedades del vapor de agua que se han utilizado para la simulación halladas a una temperatura media del fluido de 450°C son las que aparecen en la tabla 2.4 [54].

TABLA 2.4 PROPIEDADES DEL VAPOR DE AGUA A LA TEMPERATURA MEDIA DE TRABAJO

Densidad	0,3036 [kg/m ³]
Calor específico	2102 [J/kgK]
Conductividad térmica	52,7 · 10 ⁻³ [J/kgK]
Viscosidad absoluta	251,5 · 10 ⁻⁷ [Pa/s]

2.4.2 Sales fundidas

Las primeras plantas en las que se utilizó sal fundida como fluido de trabajo fueron, en 1983, la central Themis (2,5 MW) situada en Cerdanya, al sur de Francia y en 1995, la central Solar Two (10 MW), comentada anteriormente [53] [55].

La sal fundida es un fluido muy adecuado para las plantas de torre de receptor central con almacenamiento debido a sus buenas propiedades, su bajo coste y su disponibilidad comercial. Además, son capaces de trabajar a altas temperaturas sin la necesidad de grandes presiones a diferencia del vapor de agua.

Hay muchos tipos de sales fundidas, pero la más comúnmente usada es la sal de nitrato también llamada sal solar, la cual está compuesta por un 60% de NaNO₃ y un 40% de KNO₃. Es térmicamente estable hasta aproximadamente 600°C, aunque el rango de temperaturas de trabajo característico en el receptor es de 290°C a 565°C [50]. Esta temperatura está limitada debido a que su tasa de corrosión es aceptable hasta estos

valores y altamente corrosiva a partir de 630°C, siendo esta una de sus mayores limitaciones, aunque permite utilizar turbinas de alta eficiencia y por lo tanto es un valor de temperatura totalmente válido [55]. Otra de sus desventajas es su alto punto de fusión, a unos 230°C.

En cuanto a las propiedades termodinámicas, presenta una capacidad de calor específica media y una densidad razonablemente alta, lo cual permite unos volúmenes de flujo más bajos y, por lo tanto, una temperatura media mayor en el fluido transportador de calor, mejorando así la eficiencia del receptor. Pero se debe tener en cuenta la baja conductividad térmica característica de la sal debido a la cual se generan unas temperaturas elevadas en las paredes exteriores de los tubos, aumentando las pérdidas de radiación.

En el caso nominal de estudio se ha utilizado sal fundida como fluido de trabajo. Las propiedades de la sal fundida en función de la temperatura que han sido utilizadas en el estudio son las siguientes [56]:

- Densidad

$$\rho = 2090 - 0,636 \cdot T(^{\circ}\text{C}) \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (2.1)$$

- Calor específico

$$C_p = 1443 + 0,172 \cdot T(^{\circ}\text{C}) \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (2.2)$$

- Conductividad térmica

$$k = 0,443 + 1,9 \cdot 10^{-4} \cdot T(^{\circ}\text{C}) \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot ^{\circ}\text{C}} \right] \quad (2.3)$$

- Viscosidad absoluta

$$\mu = 22,714 - 0,12 \cdot T(^{\circ}\text{C}) + 2,281 \cdot 10^{-4} \cdot (T(^{\circ}\text{C})^2) - 1,474 \cdot 10^{-7} \cdot (T(^{\circ}\text{C})^3) \quad [\text{mPa/s}] \quad (2.4)$$

2.4.3 Sodio fundido

Los metales líquidos tienen unas excelentes propiedades para ser usados como fluidos calotransportadores [57].

El sodio fundido se caracteriza por su alta conductividad térmica y su amplio rango de temperaturas de trabajo.

Se debe tener en cuenta la reacción que produce el sodio fundido en contacto con el agua. Las propiedades del sodio fundido en función de la temperatura están descritas mediante las siguientes expresiones [58].

- Densidad

$$\rho = 219 + 275,32 \cdot \left(1 - \frac{T(K)}{2503,7}\right) + 511,58 \cdot \left(1 - \frac{T(K)}{2503,7}\right)^{0,5} \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right] \quad (2.5)$$

- Calor específico

$$C_p = 1,6582 - 8,4790 \cdot 10^{-4} \cdot T(K) + 4,4541 \cdot 10^{-7} \cdot T^2 - 2992,3 \cdot T(K)^{-2} \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right] \quad (2.6)$$

- Conductividad térmica

$$k = 124,67 - 0,11381 \cdot T(K) + 5,5226 \cdot 10^{-5} \cdot T(K)^2 - 1,1842 \cdot 10^{-8} \cdot T(K)^3 \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}}\right] \quad (2.7)$$

- Viscosidad absoluta

$$\ln \mu = -6,4406 - 0,3958 \cdot \ln(T(K)) + \frac{556,835}{T(K)} \quad [\text{mPa/s}] \quad (2.8)$$

2.4.4 LBE

Se trata de una aleación eutéctica de plomo y bismuto (45% Pb, 55% Bi). Se caracteriza por una alta densidad, permitiendo unas velocidades de flujo mucho menores que las requeridas con otros fluidos. Además, tiene una alta conductividad térmica y un amplio rango de temperaturas de trabajo. Su temperatura de ebullición es muy alta (1670°C) pero su temperatura de congelación (125°C) también lo es, lo cual representa un problema. El coste del LBE es superior a los otros fluidos estudiados y la alta corrosividad también es un inconveniente.

Ofrece propiedades parecidas al sodio fundido, con diferencia de que no produce la problemática reacción al contacto con el agua. Las propiedades en función de la temperatura son las que aparecen a continuación [59].

- Densidad

$$\rho = (10981,7 \pm 2,3) - (1136,9 \pm 3,8) \cdot 10^{-3} \cdot T(K) \quad \left[\frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right] \quad (2.9)$$

- Calor específico

$$C_p = 159 - 2,302 \cdot 10^{-2} \cdot T(K) \quad \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}} \right] \quad (2.10)$$

- Conductividad térmica

$$k = 6,854 + 1,018 \cdot 10^{-2} \cdot T(K) \quad \left[\frac{\text{W}}{\text{m} \cdot \text{K}} \right] \quad (2.11)$$

- Viscosidad absoluta

$$\mu = 0,49 \cdot 10^{-3} \cdot e^{\frac{760,1}{T(K)}} \quad [\text{mPa/s}] \quad (2.12)$$

Capítulo 3 . Simulación bidimensional del problema

En este capítulo se desarrolla en detalle el proceso de diseño y optimización de un receptor de torre termosolar. Este proceso se ha realizado con ayuda del software Ansys Fluent para la creación de la geometría del receptor y su posterior simulación.

Se ha decidido basar el estudio, como se ha comentado, en las características de una central ya existente: la central Solar Two, ubicada en California. Esta central fue pionera en el uso de sales fundidas como fluido de trabajo y de almacenamiento, sus resultados sirvieron para probar la eficiencia de estas sales y resultaron muy interesantes de cara a proyectos futuros. Tras cuatro años de funcionamiento fue puesta fuera de servicio, con varios problemas de corrosión, tubos quemados... como se ha visto en el capítulo anterior. Por lo tanto, es muy interesante estudiar este ejemplo de receptor cilíndrico e intentar optimizarlo.

3.1 Descripción de la geometría

Normalmente el tamaño de los tubos de los receptores se encuentra entre 20 y 56 mm de diámetro [60]. Solar Two se trata de una central de tubos pequeños, cuyo diámetro es 21 mm. Las características de esta planta se pueden observar en la tabla 3.1 [33].

TABLA 3.1
PARÁMETROS DE DISEÑO BASADOS EN LA CENTRAL SOLAR TWO

Potencia de la planta	10 MW
Número de heliostatos	1960
Tipo de receptor	Receptor externo cilíndrico
Fluido de trabajo	Sal solar (60% NaNO ₃ 40% KNO ₃)
Número de flujos de fluido	2
Flujo másico total	101,5 kg/s
Temperatura de entrada	290°C
Temperatura de salida	565°C
Diámetro del receptor	5,1 m
Longitud del receptor	6,2 m
Número de paneles	24
Número de tubos por panel	32
Material del tubo	Acero inoxidable 316
Diámetro de los tubos	21 mm

Espesor de los tubos	1,2 mm
----------------------	--------

Para conocer el comportamiento del receptor en función de los parámetros que se varían en este estudio y dado que la simulación del receptor completo sería computacionalmente muy cara además de compleja, se ha decidido simplificar la geometría seleccionando un tubo representativo de uno de los paneles para conocer el comportamiento de todos los demás. Dado que se ha seleccionado un modelo simplificado y bidimensional, la geometría se ha obtenido realizando una sección al panel seleccionado para el estudio como puede observarse en la figura 3.1. Esta sección se ha realizado a una altura media del panel para conseguir resultados representativos. El panel seleccionado ha sido el que se encuentra situado al sur en el receptor debido a que en él las temperaturas son las más elevadas del receptor y, por lo tanto, será la zona más crítica.

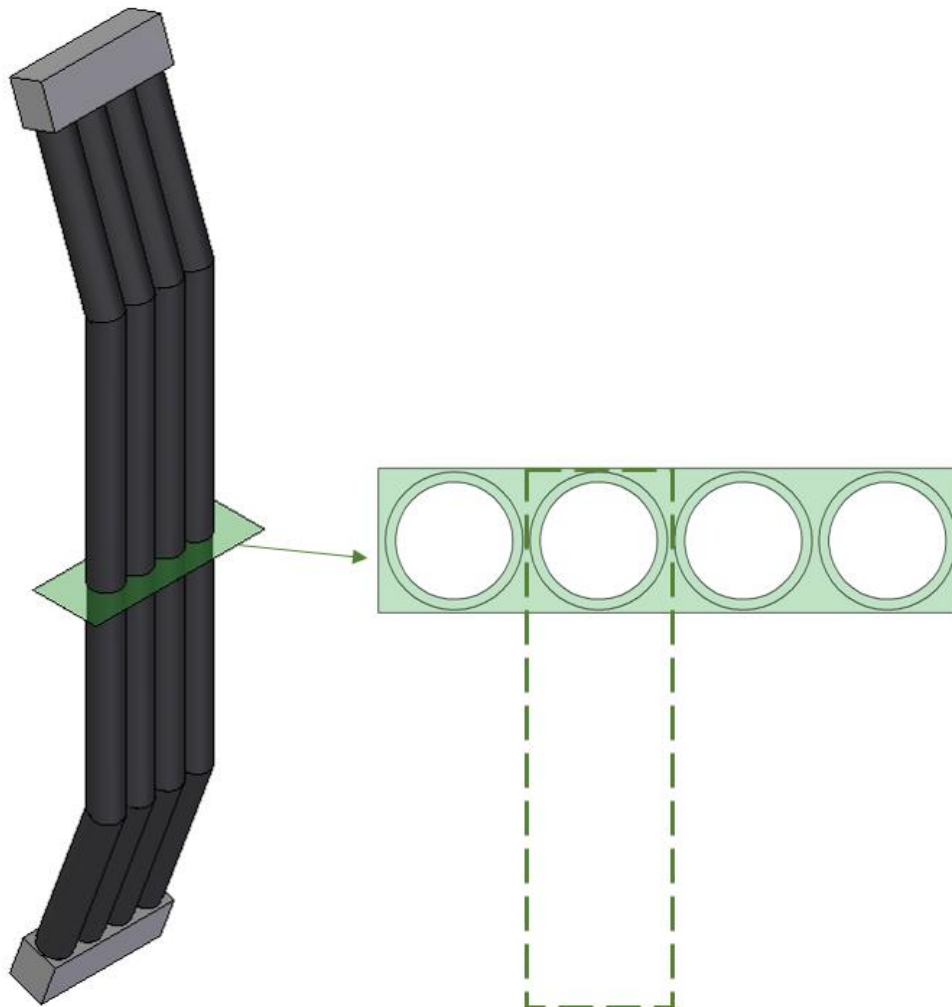


Fig. 3.1 Esquema obtención de la geometría

Una vez realizada la sección, se ha seleccionado un tubo de la zona media del panel como geometría de estudio. La geometría final se representa en la figura 3.2.



Fig. 3.2 Geometría estudiada

Se puede observar el tubo del receptor y la zona que simula el ambiente exterior, la cual es aire. Por el interior del tubo circula el fluido de trabajo. El origen de coordenadas se sitúa en el centro del tubo para facilitar el posterior análisis de resultados.

Las dimensiones de la geometría, como se ha comentado, corresponden con las características de la central Solar Two y se muestran en la figura 3.3.

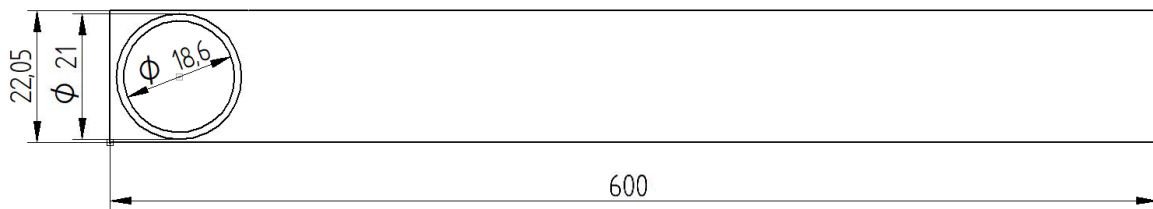


Fig. 3.3 Geometría acotada

Para simular el fluido del ambiente exterior, en este caso aire, se ha de extender el dominio hasta una longitud mucho mayor que el diámetro exterior del tubo, suponiendo en este caso una longitud de casi 30 veces su valor. Esto se realiza para poder aplicar las condiciones de contorno de flujo uniforme exterior. La longitud del flujo de aire, por tanto, se ha supuesto de 600 milímetros.

Dado que se han estudiado variaciones de varios parámetros, entre ellos las separaciones óptimas entre tubos y la separación trasera, la primera geometría creada ha sido la que se ha utilizado como caso nominal en todo el estudio y fijando esta, se han ido variando el resto de parámetros para conseguir optimizarlos.

En esta geometría nominal se ha supuesto una misma distancia para la separación trasera (S_t) y la separación entre tubos ($2 \cdot S_l$), siendo igual al 5% de la longitud del diámetro externo del tubo. Este valor es un término medio entre un rango de valores razonables para estas separaciones. En cuanto a la separación delantera (S_d), dado que se trata de una línea auxiliar, el valor será constante en todos los ensayos, y vale un 5% del diámetro externo como las demás separaciones del caso nominal. Lo único que se debe tener en cuenta respecto a esta separación es que es muy importante realizar un mallado progresivo en esta zona dado que se encuentra muy próxima a la pared del tubo y es una zona clave en la simulación del flujo de radiación incidente en las paredes del tubo.

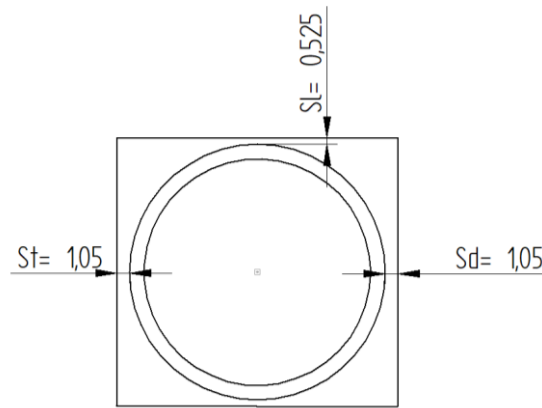


Fig. 3.3 Separaciones entre tubos y trasera para el caso nominal de estudio

Una vez obtenida la geometría el siguiente paso ha sido describirla mediante el software Ansys Fluent. Este software utiliza para la resolución de los problemas planteados el método de elementos finitos, el cual consiste en subdividir la geometría de estudio en partes más pequeñas, en “elementos”, para la resolución de un problema complejo mediante problemas más simples. De esta forma se permite a la computadora realizar las tareas con mayor eficiencia. Para aplicar el método a la geometría de este estudio se debe definir una malla. La malla define el grado de aproximación que tiene el modelo de estudio con la realidad, de forma que cuanto mayor sea la densidad de esta, el error será menor. Se debe tener en cuenta que cuanto mayor sea el número de elementos, mayor será el coste computacional de cada simulación y que la versión utilizada para este estudio es una versión de estudiantes limitada a 500000 elementos. Por tanto, el siguiente paso ha sido realizar un correcto mallado de la geometría creada.

Después de realizar varios mallados, y refinarlos, se llega a la conclusión de que es necesario dibujar unas líneas auxiliares en la geometría para poder realizar un mallado mucho más progresivo y estructurado y de esta forma obtener unos resultados mucho más exactos dado que la calidad de los resultados depende de la calidad del mallado. Es importante buscar que la relación entre las dimensiones de los elementos no sea muy desproporcional, por lo tanto, uno de los objetivos de la malla ha sido que esté formada por cuadrados porque, como se ha comentado anteriormente, geometrías asimétricas podrían generar resultados erróneos en la posterior simulación.

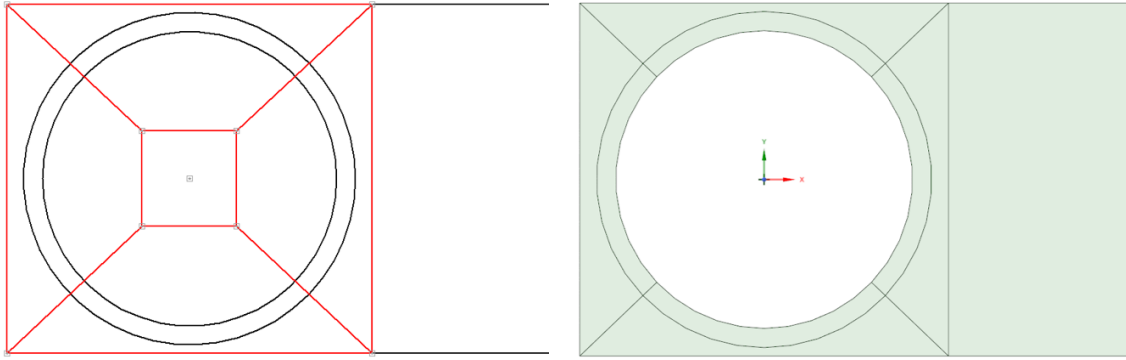


Fig. 3.4 Líneas auxiliares para el mallado

Con estas líneas auxiliares se pueden ajustar las divisiones que se realizan tanto en la zona del tubo como en sus zonas más próximas. Esto es necesario debido a que la zona más importante de cara a realizar los posteriores análisis de resultados será el tubo, tanto su pared interior como su pared exterior. Para que los resultados obtenidos con Fluent sean correctos en estas zonas, la transición en el mallado debe ser progresiva, y los elementos del mallado deben ser pequeños. Este último requisito es para conseguir la máxima precisión, dado que los resultados en el software se analizan por elementos.

La geometría se malla por defecto, pero el resultado es muy poco preciso como se puede observar en la figura 3.5.

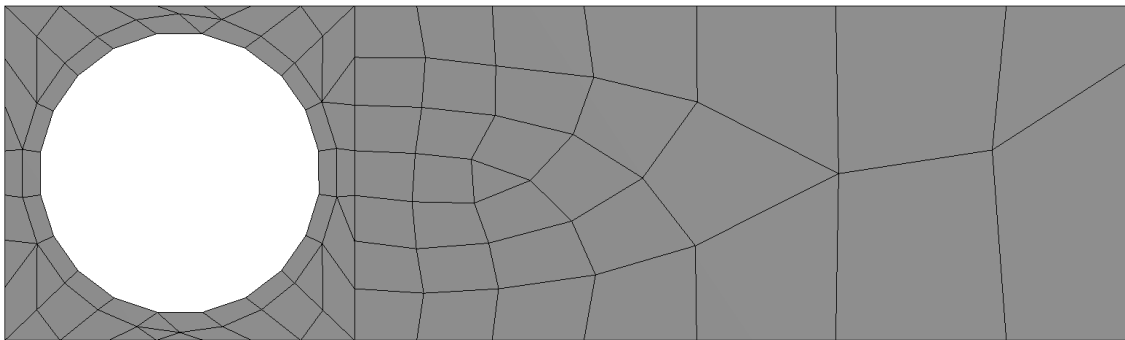


Fig. 3.5 Mallado por defecto

Los elementos están muy poco estructurados, tienen un gran tamaño, formas muy diferentes, muy poca progresividad... Es necesario realizar modificaciones en el mallado generado por defecto.

El primer paso ha sido obtener un mallado con mayor precisión. Para ello se ha utilizado la función *sizing* varias veces, tanto en las líneas auxiliares como en las paredes del tubo y las externas del ambiente, definiendo en número de divisiones en cada una y la progresividad que siguen. De una forma iterativa, se obtiene una malla con un tamaño optimizado como el que se muestra en la figura 3.6.

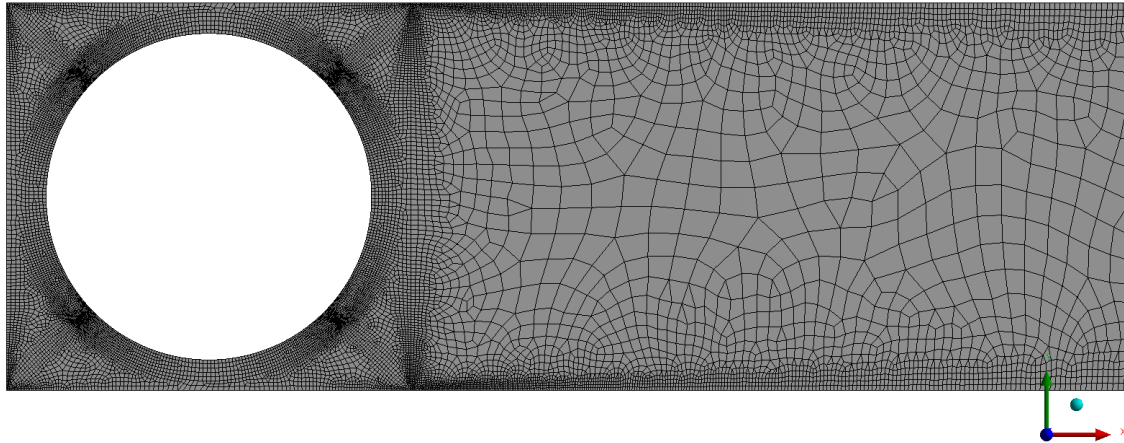


Fig. 3.6 Mallado progresivo

El siguiente objetivo ha sido obtener una malla estructurada. Para conseguirlo se aplica en el control de mallado la función *Automatic Method*, definiendo que todos los elementos sean cuadrados. También es necesario añadir un refinamiento de la malla, con la función *Face Meshing*, concretando también que las celdas cumplan la condición de ser cuadradas.

En la figura 3.7 se puede observar el mallado final, en el que la mayor concentración de elementos se encuentra en las zonas más interesantes para el estudio, además de la progresividad a medida que se aleja de esas zonas. Todos los elementos son cuadriláteros obteniendo de esta forma una mayor estructuración en la malla.

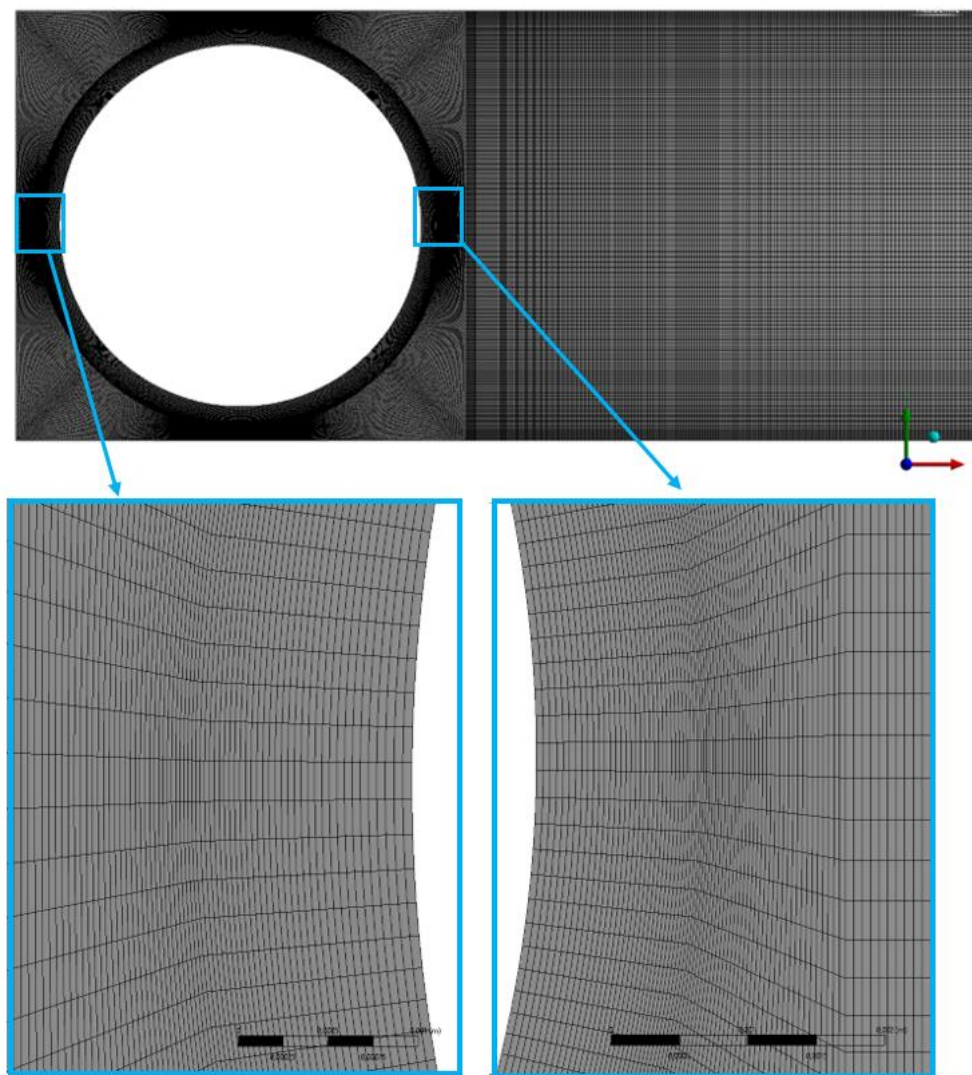


Fig. 3.7 Malla final

Es interesante comprobar la calidad de la malla mediante la comprobación de la distribución y localización de las celdas según su calidad. Esto se realiza en el panel *Mesh Metric*. No se recomiendan valores bajos de calidad ortogonal ni valores altos de asimetría.

Según el manual de uso del Ansys Fluent 19.1 [61], valores de calidad ortogonal superiores a 0,7 son buenos. A partir de 0,95 son excelentes, por lo tanto, el mallado definitivo respecto a este aspecto es más que aceptable como se puede comprobar en la figura 3.8 extraída del mismo software.

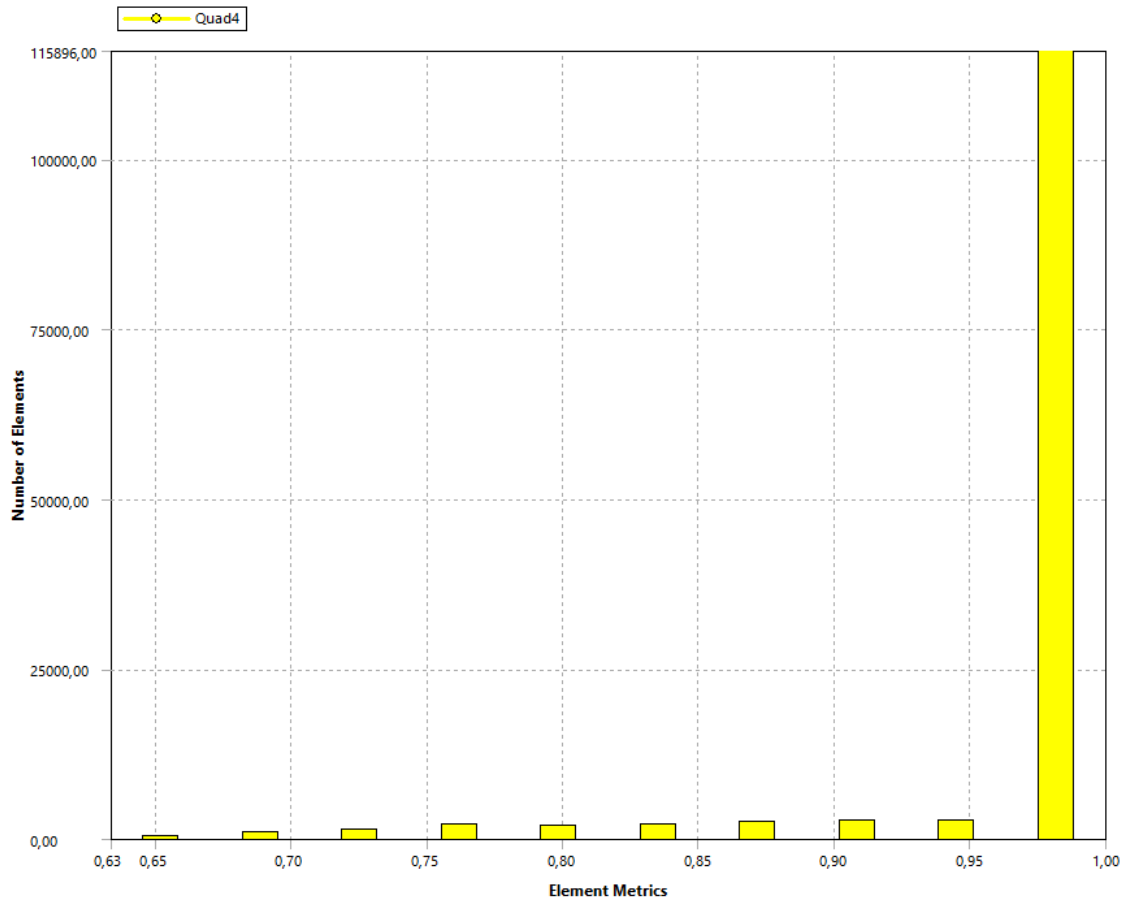


Fig. 3.8 Análisis de calidad ortogonal de la malla

Además, según el mismo manual, valores de asimetría inferiores a 0,2 son aceptables. Este mallado cumple con creces las condiciones de asimetría exigidas [61].

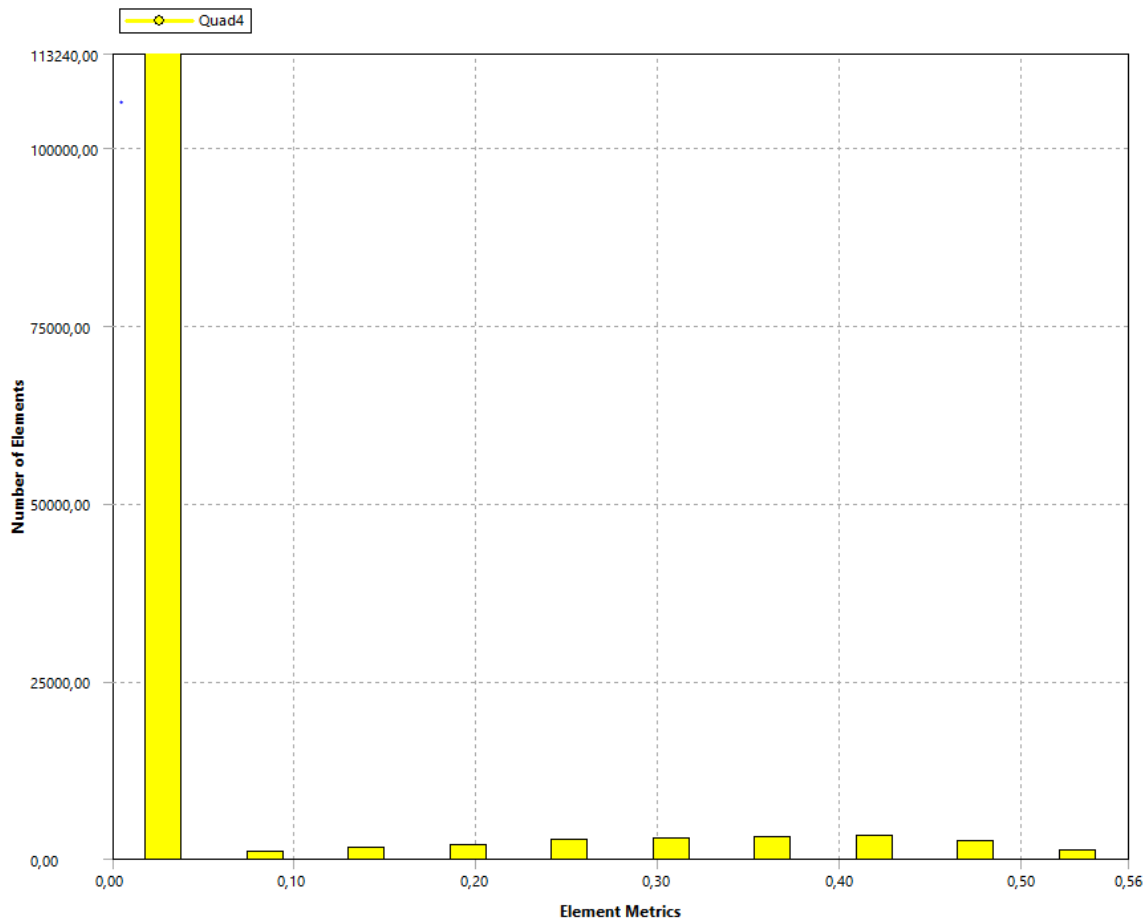


Fig. 3.9 Análisis de asimetría de la malla

El último paso seguido para comprobar su exactitud ha sido el de realizar un análisis de sensibilidad de la malla. Para ello se varía el número de elementos total de este mallado, obteniendo así unos resultados para cada caso. Se debe analizar en todos los mallados un mismo punto de la geometría y sacar el dato equivalente en esta. Cuantos más elementos tenga el mallado, más preciso será el resultado. El objetivo es conseguir al valor mínimo de elementos que obtenga resultados correctos. De esta forma, se minimiza el coste computacional y temporal de las simulaciones posteriores.

Para realizar el análisis se ha decidido obtener los valores de temperatura en un punto ligeramente alejado del borde de la pared exterior del tubo, a una distancia de 14 mm del centro del tubo, con una orientación de 0° en el sentido del eje X, es decir, el punto en el que incide directamente la radiación reflejada por los heliostatos, dado que está alineado con el punto más frontal del receptor.

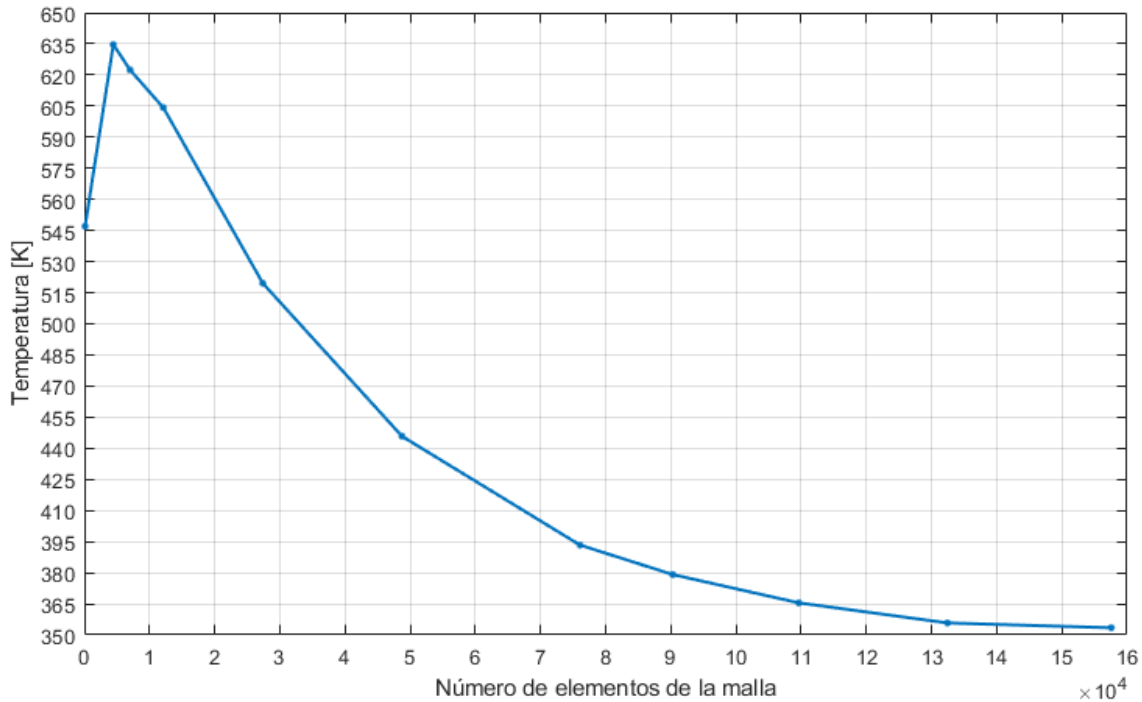


Fig. 3.10 Análisis de sensibilidad de la malla

Se confirma que a partir de 132460 elementos los resultados varían mínimamente dado que el error de resultado entre este caso y el siguiente (de 157608 elementos) es del 0,65% y, por lo tanto, para este número de elementos se obtiene un mallado idóneo, con elementos pequeños y cuadrados, estructurado a la par que preciso. Esta ha sido la malla utilizada para las simulaciones posteriores.

El último paso antes de proceder a simular la geometría es nombrar las fronteras del dominio. De esta forma se facilita el proceso de simulación en Fluent.

Dado que el objetivo es recrear una situación real, observando la figura 3.11 en la que se muestran las fronteras del dominio nombradas, las paredes 1, 2 y 3 de radiación representan la radiación que llega al receptor procedente del campo de heliostatos, las paredes simétricas representan la existencia de los tubos adyacentes al estudiado y la pared rerradiante representa la pared posterior al tubo que sirve para impedir pérdidas del flujo de calor que pasa entre los tubos.

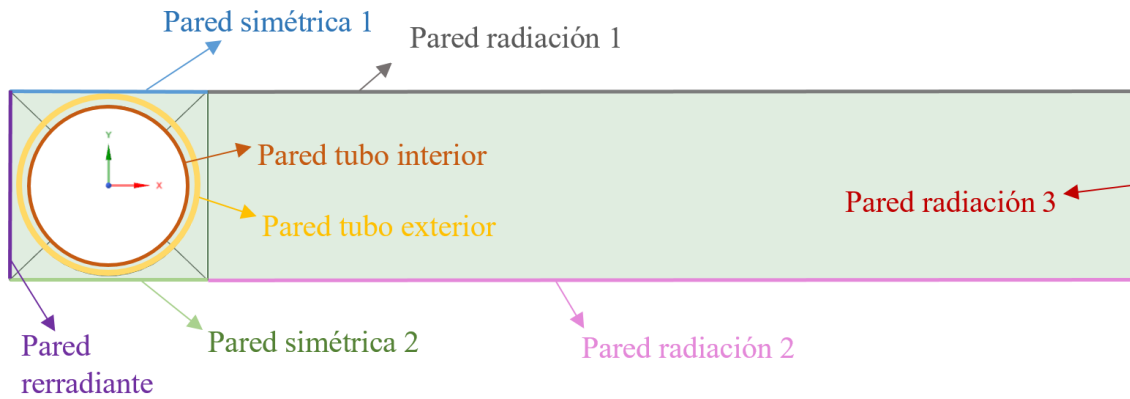


Fig. 3.11 Fronteras del dominio

Además de las fronteras también se deben nombrar las superficies, tanto la del fluido como la del tubo, las cuales serán posteriormente caracterizadas mediante las condiciones de contorno representando el tubo estudiado y la zona del ambiente exterior del receptor.

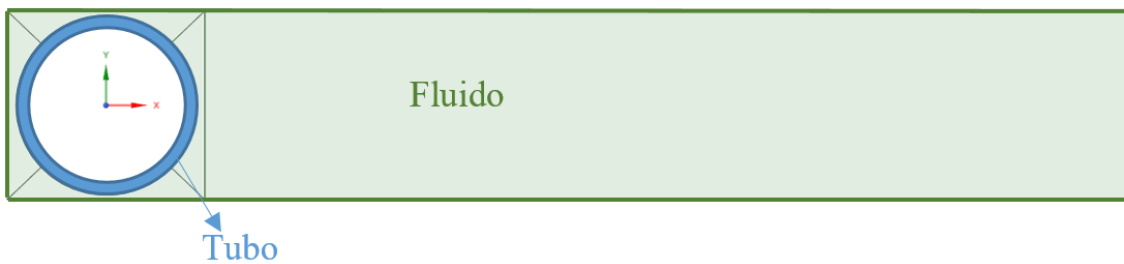


Fig. 3.12 Superficies del dominio

3.2 Simulación CFD

Para optimizar el receptor se han realizado varias simulaciones partiendo del caso nominal basado en Solar Two y variando uno a uno los parámetros que se han querido estudiar. El primer objetivo ha sido buscar si existe una separación óptima entre tubos que permita maximizar la radiación absorbida. Se han realizado varias simulaciones y postprocesado sus resultados para poder estudiarlos. También se ha buscado una separación trasera óptima con el mismo procedimiento. Los siguientes parámetros que han sido estudiados son el material del tubo y el fluido de trabajo del receptor, además del estudio de la influencia del flujo másico que circula por cada panel, la temperatura media supuesta de trabajo y la radiación impuesta. Para todos estos casos se ha simplificado la simulación de forma que no se ha tenido en cuenta el efecto del viento generado en el ambiente exterior. Por tanto, después de obtener el resultado de todos estos estudios se ha decidido observar cómo influye la velocidad del viento en los resultados obtenidos realizando el mismo proceso de barrido que en todos los demás casos.

La simulación se ha realizado con un modelo de dos dimensiones. De esta forma, además de resultar más sencillo y rápido, se tienen en cuenta tanto las variaciones radiales como las circunferenciales de la temperatura en los tubos del receptor.

La simulación se ha resuelto para el momento en el que el fluido que circula por los tubos alcanza la temperatura media de trabajo supuesta y, por lo tanto, se trata de una simulación en estado estacionario.

La transferencia de calor puede ocurrir de tres formas: por conducción, por convección y/o por radiación. Los modelos físicos de los dos primeros métodos son más simples pero el modelo de radiación resulta más complejo de resolver. En este estudio se simula el flujo de radiación procedente del sol que incide en el tubo mediante unas paredes que ejercen como fronteras del dominio. Tanto ese proceso de transferencia de calor por el aire, como en el tubo y el proceso de transferencia de calor por convección en el interior de este deben ser simulados. El primer paso para comenzar la simulación es activar la ecuación de la energía, la cual tiene en cuenta los métodos de transferencia de calor que se han especificado para el estudio. Para los casos de transferencia mediante conducción y/o convección las condiciones de estos procesos se definen con las condiciones de contorno que se explican más adelante. En el caso de la simulación de la radiación se ha tenido que elegir el modelo más correcto para este estudio.

Además del modelo de radiación, también debe elegirse el modelo turbulento ideal para conseguir unos resultados más precisos. Estos modelos están descritos en los siguientes apartados.

3.2.1 Modelo viscoso: k-épsilon Realizable

Cuando en un fluido las fuerzas inerciales son mayores que las fuerzas viscosas las trayectorias de su movimiento son irregulares y aleatorias en cuanto a velocidad y presión. Los números de Reynolds característicos de estas situaciones suelen ser muy altos. Este tipo de flujo se denomina flujo turbulento.

Para resolver este modelo turbulento mediante el uso de modelos computacionales se utilizan los modelos RANS (Reynolds Averaged Navier Stokes) también conocidos como ecuaciones promediadas de Reynolds dado que se tratan de una aproximación para poder resolver las ecuaciones de Navier Stokes y esta aproximación fue propuesta por Reynolds en 1895 [62].

Existen varios métodos de solución para el RANS: de una ecuación, de dos ecuaciones o incluso de más. Pero los modelos que se han estudiado para realizar este trabajo son los modelos de dos ecuaciones dado que son los más utilizados y, por lo tanto, desarrollados, siendo los más importantes el modelo k- ϵ y el modelo k- ω .

El modelo k- ϵ es el que se utiliza generalmente, dado que permite obtener el comportamiento del flujo de manera correcta y es menos costoso computacionalmente en comparación con el modelo k- ω . Este último, además, se suele utilizar para flujos muy complejos, por ejemplo, cuando la corriente tiene un nivel de vorticidad muy alto.

Dentro del k- ϵ hay tres tipos de modelos muy parecidos entre ellos pero que tienen diferencias en el método de cálculo de la viscosidad turbulenta. El más antiguo y estudiado es el método k- ϵ Standard el cual se caracteriza por una precisión razonable para una amplia gama de flujos turbulentos, una gran robustez y por su economía respecto a los demás modelos. Como se conocen las debilidades y las fortalezas del modelo Standard se han desarrollado modificaciones para intentar mejorarlo creando de esta forma dos variantes: el modelo RNG y el Realizable. El modelo adecuado para este estudio es el k- ϵ Realizable debido a que comparte las grandes ventajas que caracterizan al modelo Standard, pero, además, tiene un desarrollo mucho más reciente y contiene nueva formulación aportando una mayor precisión y confiabilidad, todo esto sin añadir gran peso computacional al problema.

Sin embargo, este modelo tiene un inconveniente, dado que es poco sensible y numéricamente inestable en las zonas próximas a la pared. Para solucionar este problema se ha complementado el modelo con una función de tratamiento cercano a la pared denominada Enhanced Wall Treatment. De esta forma, se logra conseguir una mayor solidez en estas zonas y una mayor precisión con resultados más correctos.

El desarrollo teórico de este modelo se adjunta en el anexo A, así como una comprobación de que esta elección es la más idónea para el proyecto.

3.2.2 Modelo de radiación: DO

Para simular de forma correcta el flujo de radiación procedente del sol se debe elegir el modelo de transferencia de calor de radiación adecuado para la simulación. En Ansys Fluent existen cinco principales modelos con sus respectivas ventajas y desventajas:

- Modelo Discrete Transfer Radiation Model (DTRM)

- Modelo P-1
- Modelo Rosseland
- Modelo Surface to Surface (S2S)
- Modelo Discrete Ordinates (DO)

Después de estudiar con detalle estos modelos se llega a la conclusión de que el modelo más correcto para este estudio es el modelo *Discrete Ordinates*. Cabe destacar que un parámetro importante a la hora de elegir el modelo de radiación es el *optical thickness* o espesor óptico. Este parámetro indica cómo de fuerte es la radiación absorbida. Tan solo el modelo DO y el DTRM son capaces de abarcar toda la gama de espesores ópticos y por ello son los modelos más utilizados actualmente.

Se ha elegido el modelo *Discrete Ordinates* porque es el que más ventajas presenta, entre ellas, una mayor precisión de resultados a la par que un coste computacional tolerable.

El desarrollo teórico de este modelo aparece en el Anexo A, junto con una comprobación de que dicho modelo es el único que simula lo que se desea realizar en este proyecto.

3.2.3 Condiciones de contorno

Dado que en el mallado ya se han especificado las fronteras del dominio (figura 3.11), el proceso que se debe realizar en este bloque es el de asignar una condición de contorno a cada una de estas fronteras.

- Fluido

La zona nombrada “fluido” en la figura 3.12 representa el ambiente exterior que rodea al receptor. Este ambiente está formado por aire y, por lo tanto, ese será el fluido que se le asigne en las condiciones de contorno. Las propiedades del aire se pueden consultar en la tabla 3.2.

TABLA 3.2 PROPIEDADES DEL AIRE

Densidad (ρ)	1,2255 kg/m ³
Conductividad térmica (k)	0,0242
Calor específico (C_p)	1006,4 J/kg-K
Viscosidad (μ)	$1,7894 \cdot 10^{-5}$ kg/m-s

- Tubo

La frontera asignada con el nombre “tubo” se puede observar en la figura 3.12. Representa al tubo estudiado el cual está formado por un material, que anteriormente ha sido creado, y debe ser asignado al tubo en las condiciones de contorno.

- Pared rerradiante

Se trata de la pared posterior al tubo. Se debe simular como tipo *Wall* y cuerpo gris. Esta pared es muy importante dado que retiene el calor generado en la zona entre esta y el tubo y así se reducen las pérdidas que llevarían a una bajada de la temperatura media de funcionamiento. Por tanto se trata de una pared de alta reflectividad con una emisividad interna de 0,87 [50], la cual debe especificarse en las condiciones de contorno.

- Pared simétrica 1 y pared simétrica 2

Son las paredes que simulan la simetría existente entre los tubos. De esta forma se tiene en cuenta que el tubo que se está simulando forma parte de un panel. Se tiene en cuenta también el calor que se transmitirá de unos tubos a otros, además de la zona de paso de la radiación, dado que esta zona estará limitada por los tubos que hay encima y debajo del simulado. La condición de contorno de estas dos paredes es de tipo *simmetry*. La condición de periodicidad entre ambas paredes debe simularse en la consola de Ansys Fluent mediante código.

- Pared externa del tubo

La condición de contorno de la pared externa del tubo debe ser tipo *Wall*. Además, debe asignarse el material que se esté utilizando en ella.

- Pared interna del tubo

La pared interior del tubo también es tipo *Wall*. Dado que se ha simplificado el estudio sin incluir el fluido de trabajo interno, se debe simular su efecto mediante las condiciones de contorno impuestas en la pared interna del tubo. Para ello se ha utilizado el coeficiente de transferencia de calor característico para cada caso y la temperatura media del fluido de trabajo. La temperatura media es conocida para todas las simulaciones, tanto el caso nominal de estudio como el caso en el que se estudian diferentes temperaturas medias de trabajo, pero el valor del coeficiente de transferencia de calor debe hallarse para cada estudio dado que depende de muchos factores.

El método para hallar el coeficiente de transferencia de calor U es planteando un símil eléctrico donde se tienen dos resistencias, la de convección del fluido y la de ensuciamiento de la pared como se esquematiza en la figura 3.13.



Fig. 3.13 Esquema resistencias tubo

La expresión para resolver este planteamiento y conocer el valor del coeficiente de transferencia de calor viene expresada en la ecuación 3.1.

$$U_{\text{tot}} = \frac{1}{\pi \cdot D_i \cdot L \cdot \left(\frac{1}{h \cdot L \cdot \pi \cdot D_i} + \frac{R_{\text{ens}}}{L \cdot \pi \cdot D_i} \right)} \quad (3.1)$$

Donde:

- U_{tot} es el coeficiente total de transferencia de calor [$\text{W/m}^2\text{-K}$]
- D_i es el diámetro interno del tubo [m]
- L es la longitud del tubo [m]
- h es el coeficiente de convección [$\text{W/m}^2\text{-K}$]
- R_{ens} es la resistencia de ensuciamiento [$\text{m}^2\text{K/W}$]

El coeficiente de convección h se obtiene mediante el uso de unas correlaciones correspondientes para cada fluido las cuales dependen del número de Reynolds, del número de Prandtl y de la velocidad del fluido. En la figura 3.14 se muestra un esquema del proceso a seguir para calcular este coeficiente y posteriormente el coeficiente de transferencia de calor.

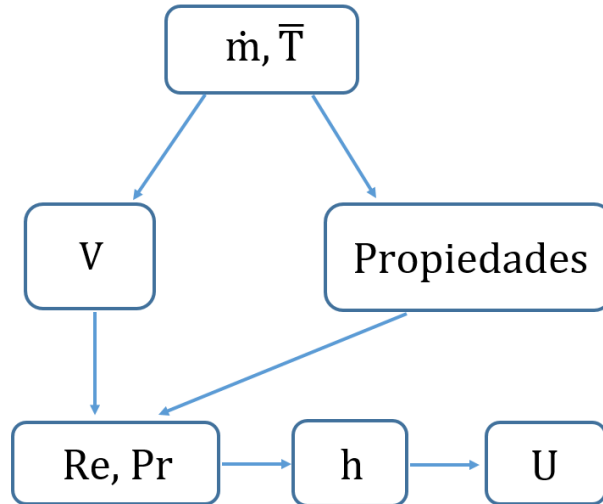


Fig. 3.14 Diagrama proceso de cálculo del coeficiente de transferencia de calor U

Conocidos el gasto másico de fluido y la temperatura media de este, se halla la velocidad del fluido en cada tubo, así como sus propiedades características a la temperatura media para poder obtener los valores característicos de Reynolds y de Prandl. Con estos números y con la velocidad del fluido se halla el coeficiente de convección y una vez hallado este, planteando el símil eléctrico mostrado en la figura 3.13 se obtiene el valor de coeficiente de transferencia de calor para caracterizar el fluido de trabajo.

La velocidad del fluido se halla a partir del flujo másico que recorre cada tubo (\dot{m}_{tubo}) y en función de la densidad del fluido (ρ_{fluido}) y del área de este, utilizando la expresión 3.2.

$$v_{\text{tubo}} = \frac{\dot{m}_{\text{tubo}}}{\rho_{\text{fluido}} \cdot \text{Área}_{\text{tubo}}} \quad (3.2)$$

Para el caso nominal de estudio el flujo másico total se supone de 100,5 kg/s [33]. En la figura 3.15 se muestra el flujo que circula por uno de los paneles de la central. En ella se puede observar que el flujo pasa en serie por cada panel. Debido a que la central tiene dos flujos, el gasto másico total se divide entre 2 para obtener el flujo que circula por cada panel y a su vez, este flujo deberá dividirse entre el número de tubos que tenga cada panel, que en el caso de la central Solar Two son 32.

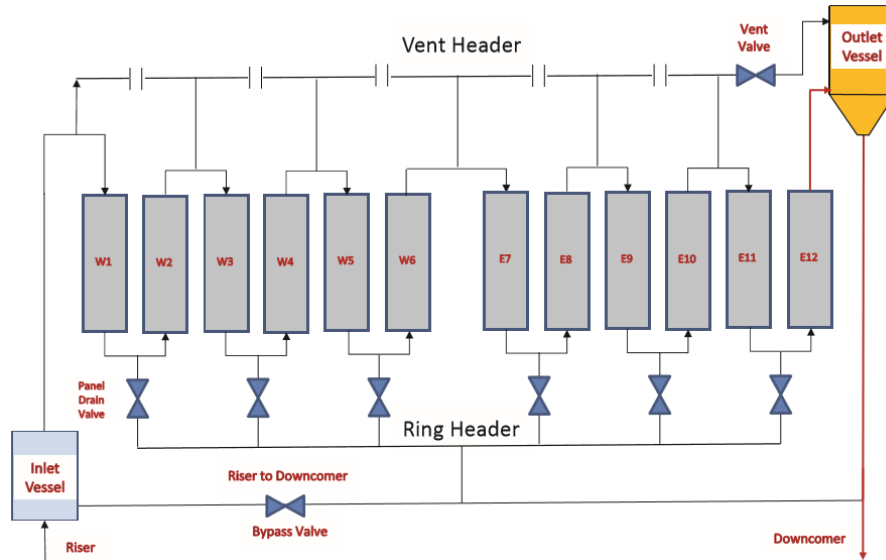


Fig. 3.15 Esquema del recorrido de uno de los flujos del receptor [63]

Además, las expresiones para el cálculo del número de Reynolds y del número de Prandtl son las que se describen en las ecuaciones 3.3 y 3.4 [54].

$$Re = \frac{\rho_{\text{fluido}} \cdot v_{\text{fluido}} \cdot D_{\text{int}}}{\mu_{\text{fluido}}} \quad (3.3)$$

$$Pr = \frac{C_{p\text{fluido}} \cdot \mu_{\text{fluido}}}{k_{\text{fluido}}} \quad (3.4)$$

Donde:

- ρ_{fluido} es la densidad del fluido que circula por el interior de los tubos [kg/m^3]
- v_{fluido} es la velocidad del fluido en cada tubo [m/s]
- D_{int} es el diámetro interno del tubo [m]
- μ_{fluido} es la viscosidad del fluido [kg/s-m]
- k_{fluido} es la conductividad térmica del fluido [$\text{W/m}^2\text{-}^\circ\text{C}$]

Por tanto, con el uso de las expresiones de velocidad (ecuación 3.2), número de Reynolds (ecuación 3.3) y número de Prandtl (ecuación 3.4) se pueden aplicar las correspondientes correlaciones de cada fluido y, de esta forma, hallar el coeficiente de transferencia de calor característico para cada modo de operación.

- Pared radiación 1, pared de radiación 2 y pared de radiación 3

Mediante estas paredes se simulará el flujo de radiación incidente que llega al tubo y que generará las temperaturas posteriormente estudiadas. En los primeros casos en los que no se tiene en cuenta la velocidad del viento, las tres paredes serán simuladas de la misma

forma y se podrían unificar en una sola. Su condición de contorno será de tipo *Pressure-inlet*. Se deben simular como cuerpos negros. La principal característica de un cuerpo negro es que su emisividad interna es igual a 1. También hay que especificar una temperatura de cuerpo negro que depende de la radiación que reciba el receptor. Para calcular esta temperatura se debe hacer uso de la ley de Stefan-Boltzmann, la cual establece que la energía emitida por un cuerpo negro por unidad de área y de tiempo es proporcional a su temperatura absoluta elevada a la cuarta [54].

$$q''_{\text{rad}} = \varepsilon \cdot \sigma \cdot T_{\text{rad}}^4 \quad (3.5)$$

$$T_{\text{rad}} = \left(\frac{q''_{\text{rad}}}{\varepsilon \cdot \sigma} \right)^{1/4} \quad (3.6)$$

Donde:

- q''_{rad} es el flujo de calor de radiación [W/m^2]
- ε es el valor de emisividad [-]
- σ es la constante de Stefan-Boltzmann [$\text{W}/\text{m}^2\cdot\text{K}^4$]
- T_{rad} es la temperatura de radiación [K]

Para conocer el flujo de radiación incidente en el tubo estudiado este estudio se ha basado en los análisis realizados por Rodríguez-Sánchez [50] que se muestran en la figura 3.16.

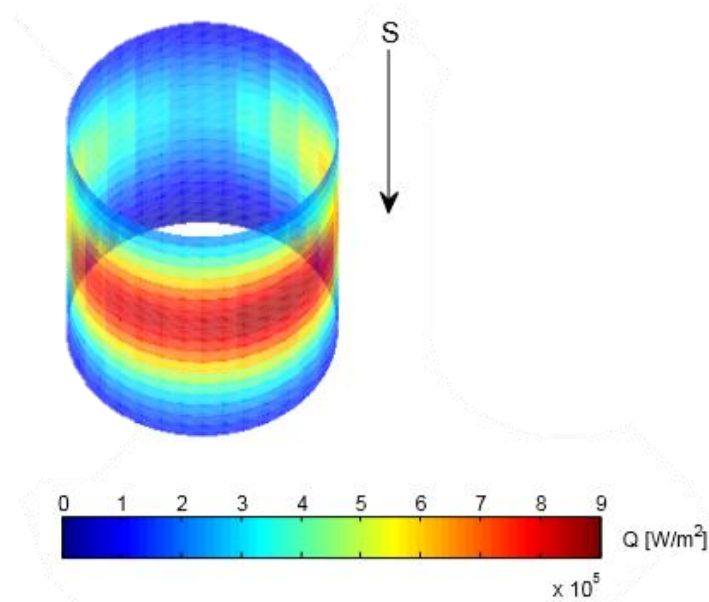


Fig. 3.16 Flujo de radiación incidente en el receptor

El tubo seleccionado es uno de los tubos del panel situado al sur y la sección se ha realizado a una altura media del tubo para, como se ha comentado anteriormente, estudiar

la zona más crítica del receptor. Por lo tanto, la radiación incidente para el caso nominal de estudio será de $0,7 \text{ MW/m}^2$. Posteriormente se han realizado estudios utilizando otros valores de radiación para conocer cómo influye este parámetro.

3.2.4 Propiedades y correlaciones de los fluidos

En relación con las condiciones de contorno de la pared interna del tubo, se deben describir las propiedades de los distintos fluidos de trabajo a la temperatura media de trabajo que, como se ha comentado anteriormente, es de 450°C , además de la descripción de las correlaciones utilizadas para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor para caracterizar cada fluido.

3.2.4.1 Sal fundida

Dado que la temperatura media de trabajo se ha supuesto igual a 450°C , los valores de las propiedades de la sal fundida en el caso nominal, obtenidas de las expresiones del apartado 2.4.2 perteneciente al capítulo 2, son las que aparecen en la tabla 3.3.

TABLA 3.3 PROPIEDADES DE LAS SALES FUNDIDAS A LA TEMPERATURA MEDIA DE TRABAJO

Densidad	1803,8 $[\text{kg/m}^3]$
Calor específico	1520,4 $[\text{J/kgK}]$
Conductividad térmica	0,5285 $[\text{J/kgK}]$
Viscosidad absoluta	$1,472 \cdot 10^{-3} [\text{mPa/s}]$

Una vez obtenidas las propiedades de las sales, en primer lugar se procede a hallar el coeficiente de convección para después hallar el de transferencia de calor en función de este. El valor de la resistencia de ensuciamiento de las sales fundidas es de $8,81 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$ [64].

La correlación para flujo turbulento completamente desarrollado que cumple las condiciones de uso para hallar el coeficiente de convección es la correlación de Dittus-Boelter [54]:

$$\text{Nu}_D = \frac{h \cdot D_{\text{int}}}{k_{\text{fluido}}} = 0,023 \cdot \text{Re}_D^{4/5} \cdot \text{Pr}^{0,4} \quad (3.7)$$

Los valores tanto de velocidad del fluido, número de Reynolds y número de Prandtl han sido hallados utilizando las expresiones 3.3 y 3.4.

De esta forma, y aplicando el símil eléctrico descrito en la expresión 3.1, el valor del coeficiente de convección será de $h=9051,86 \text{ W/m}^2\text{K}$. Con este valor y el de la resistencia de ensuciamiento se obtiene que el valor del coeficiente de transferencia de calor en el caso nominal es de $U=5035,885 \text{ W/m}^2\text{K}$.

3.2.4.2 Vapor de agua

Las propiedades del vapor de agua a una temperatura media de 450°C , obtenidas utilizando las expresiones del apartado 2.4.1 del capítulo 2, son las que aparecen en la tabla 3.4.

TABLA 3.4 PROPIEDADES DEL VAPOR DE AGUA A LA TEMPERATURA MEDIA DE TRABAJO

Densidad	0,3035 [kg/m ³]
Calor específico	2102 [J/kg-K]
Conductividad térmica	$52,7 \cdot 10^{-3}$ [J/kg-K]
Viscosidad absoluta	$251,5 \cdot 10^{-7}$ [Pa/s]

El valor de la resistencia de ensuciamiento en el caso del vapor de agua es ligeramente mayor que el de las sales fundidas y es de $9 \cdot 10^{-5} \text{ m}^2\text{K/W}$. Además, la correlación usada para hallar el coeficiente de transferencia de calor en este caso es la de Dittus-Boelter dado que cumple las condiciones de uso. Esta correlación viene expresada en la ecuación 3.10. Por lo tanto, una vez seguido todo el proceso descrito anteriormente para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se obtiene un valor de $U=6090,69 \text{ W/m}^2\text{K}$.

3.2.4.3 Sodio fundido

Las propiedades del sodio fundido a una temperatura media de 450°C , obtenidas utilizando las expresiones del apartado 2.4.3 pertenecientes al capítulo 2, son las que se muestran en la tabla 3.5.

TABLA 3.5 PROPIEDADES DEL SODIO FUNDIDO A LA TEMPERATURA MEDIA DE TRABAJO

Densidad	846,25 [kg/m ³]
----------	-----------------------------

Calor específico	1272,3 [J/kg-K]
Conductividad térmica	66,778 [J/kg-K]
Viscosidad absoluta	$2,545 \cdot 10^{-4}$ [Pa/s]

En el caso de los metales fundidos no se puede utilizar la correlación de Dittus-Boelter dado que se caracterizan por unos números de Prandtl muy bajos y no cumplen las condiciones de operación que se requieren para utilizar esta correlación.

La correlación utilizada para hallar el coeficiente de transferencia de calor en el caso del sodio fundido según Wang et al. [58] corresponde con la expresión 3.15.

$$Nu = 7,0 + 0,025 \cdot Pe^{0,8} \quad (3.8)$$

Siendo el número de Péclet igual a la multiplicación del número de Reynolds por el número de Prandtl. Aplicando el proceso de cálculo del coeficiente de transferencia de calor y conociendo la correlación que se debe aplicar en este caso se obtiene un valor de $U=9666,48 \text{ W/m}^2\text{K}$.

3.2.4.4 LBE

Las propiedades del LBE a una temperatura media de 450°C son las que se muestran en la tabla 3.6, habiendo sido halladas mediante las expresiones mostradas en el apartado 2.2.4 del capítulo 2.

TABLA 3.6 PROPIEDADES DEL LBE A LA TEMPERATURA MEDIA DE TRABAJO

Densidad	10159 [kg/m ³]
Calor específico	142,36 [J/kg-K]
Conductividad térmica	14,21 [J/kg-K]
Viscosidad absoluta	$1,402 \cdot 10^{-3}$ [Pa/s]

Para este caso existen dos correlaciones que pueden utilizarse en función de si el tubo está sometido a un flujo de calor superficial constante o a una temperatura superficial constante [54].

- Skupinski: para flujo de radiación constante

$$Nu = 4,82 + 0,0185 \cdot Pe_D^{0,827} \quad (3.9)$$

- Seban y Shimazaki: para temperatura superficial constante

$$Nu = 5,0 + 0,025 \cdot Pe_D^{0,8} \quad (3.10)$$

Una vez conocida la correlación necesaria para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor y aplicado el proceso de cálculo del mismo se obtiene un valor de $U=8962,59$ W/m²K.

3.3 Modelo estructural

Además de estudiar el comportamiento en función de los diferentes parámetros, es importante tener en cuenta el efecto que producen los elevados gradientes de temperatura en los tubos del receptor dado que, como se ha comentado anteriormente, son los principales causantes de las roturas de estos y de las paradas que estas roturas conllevan, así como de las enormes pérdidas económicas consecuentes. Estos gradientes de temperaturas entre las superficies del tubo generan unas elevadas tensiones térmicas y es importante añadir un análisis de estas en el proceso de optimización, dado que resultan factores vitales a la hora de aumentar la vida útil del receptor. En este proyecto se ha realizado un estudio simplificado de las tensiones basado en las expresiones que se muestran en 3.11 y 3.12 [65].

$$\sigma_{eq} = \gamma \cdot E \left[\left(\frac{T_{wall} + T_{film}}{2} - T_m \right) + \frac{(T_{wall} - T_{film})}{2(1 - \nu)} \right] \quad (3.11)$$

$$T_m = T_{sal} + \frac{1}{\pi} \left(\frac{T_{wall} + T_{film}}{2} - T_{sal} \right) \quad (3.12)$$

Donde:

- T_{wall} es la temperatura de la superficie de la pared exterior [K]
- T_{film} la temperatura de la superficie de la pared interior [K]
- T_{sal} la temperatura de trabajo de las sales fundidas [K]
- E es el módulo de Young característico del material de los tubos [Pa]
- γ es el coeficiente de expansión térmica volumétrico característico del material de los tubos [-]
- ν es el coeficiente de Poisson [-]

En este proyecto se analiza la tensión equivalente generada debido a la diferencia de temperaturas producida en los tubos del receptor. Este análisis ha servido como ayuda

para la elección del caso óptimo de cada uno de los diferentes casos propuestos en las variaciones paramétricas. Tiene en cuenta las tensiones generadas tanto en dirección radial como en dirección circunferencial para conocer las tensiones aproximadas que se generan en los tubos. Es importante recalcar que se trata de una aproximación como herramienta comparativa, pero para conocer de una forma más precisa las tensiones generadas en los tubos, se debe realizar un análisis más elaborado y preciso.

3.4 Casos de estudio

Como se ha comentado anteriormente, el proceso de trabajo a seguir ha sido crear un caso nominal basado en las características del receptor de la central Solar Two y, a partir de ese caso, ir variando uno a uno cada parámetro estudiado para ver cómo influyen en el proceso de funcionamiento y si se podrían optimizar. En este apartado previo a los resultados, se explican todos los casos de estudio que se han realizado en este proyecto y la finalidad de cada uno, además de algunos cálculos necesarios para realizar las simulaciones.

- Caso nominal

En primer lugar, es necesario resumir las características fundamentales de funcionamiento que se han utilizado para el caso nominal de estudio basado en un receptor real para posteriormente explicar los estudios realizados para optimizarlo. Para este caso se ha tomado una temperatura media del fluido de 450°C, dado que la temperatura de entrada al receptor es de 290°C y la de salida a 565°C y es una estimación bastante realista. Con esta temperatura se han calculado las propiedades tanto del fluido, el cual ha sido simulado como sal fundida, como del material, el cual corresponde con el acero inoxidable 316. El otro parámetro importante en el diseño ha sido el flujo másico de fluido, que se ha supuesto de 101,5 kg/s, como ya se ha comentado anteriormente. Todo ello basado en las características de la central Solar Two.

Una vez creado este caso nominal, se ha decidido realizar variaciones geométricas y variaciones de condiciones de contorno del receptor para conocer el comportamiento de cada caso.

TABLA 3.7 CARACTERÍSTICAS CASO NOMINAL

Fluido	Material tubos	\bar{T} [K]	\dot{m} [kg/s]	T_{rad} [K]	V_{viento} [m/s]
Sal fundida	Stainless Steel 316	723	101.5	1874	0

- Variaciones geométricas

Se ha propuesto la variación de las separaciones entre tubos y de la separación trasera que hay entre los tubos y la pared rerradiante, como solución a los problemas presentados anteriormente de rotura de tubos debido a los altos gradientes de temperatura que se presentan en el receptor. Se han realizado 10 pruebas por cada uno de los casos, con diferentes separaciones con valores cercanos a los característicos de los receptores actuales, para comprobar si aumentando o disminuyendo estas distancias se consigue un aumento de la eficiencia del receptor. Para estas simulaciones se han supuesto constantes las características del receptor e iguales al caso nominal, variando únicamente las separaciones, primero las laterales dejando fija la trasera, y después la separación trasera dejando fijas las laterales. De esta forma se ha conocido la influencia de cada parámetro por separado independientemente de las demás condiciones de funcionamiento. Los resultados de ambos estudios se muestran en el siguiente capítulo.

- Variaciones de condiciones de contorno

En cuanto a las condiciones de contorno, se han propuesto dos variaciones: de fluido de trabajo y de material de los tubos. Hasta la actualidad, los fluidos de trabajo que más se han utilizado son el vapor de agua y las sales fundidas. En este estudio se realiza una comparativa de estos dos fluidos con dos metales fundidos: el sodio y el LBE, los cuales están demostrando buenas características para ser utilizados como fluidos caloportadores en los receptores. En cuanto a los materiales de los tubos, su factor limitante es su temperatura de fusión, dado que limita la temperatura de funcionamiento y, por tanto, la eficiencia del receptor. Se ha propuesto la comparación del acero inoxidable con dos materiales: el Incoloy 800H y en Inconel Alloy 625.

Para el estudio del fluido de trabajo, se han fijado las demás características de funcionamiento adoptando los valores del caso nominal de estudio y, en función de la temperatura media y del flujo másico, se han hallado las condiciones de contorno necesarias para caracterizar a cada fluido como se ha comentado en el apartado 3.2.3 de condiciones de contorno, en el que se explica que se necesita conocer la temperatura media y el coeficiente de transferencia de calor de cada caso para realizar las simulaciones correspondientes. La temperatura media viene fijada por el caso nominal, pero para el cálculo del coeficiente de transferencia de calor se deben utilizar las expresiones de las propiedades de cada fluido en función de la temperatura del capítulo 2, las expresiones

descritas en las condiciones de contorno y las correlaciones necesarias para cada fluido. Las características de cada caso de simulación aparecen en la tabla 3.8.

TABLA 3.8 CARACTERÍSTICAS PARA SIMULACIONES CON DIFERENTES FLUIDOS

Fluido	\bar{T} [K]	\dot{m} [kg/s]	T_{rad} [K]	V_{viento} [m/s]	U [W/m ² -K]
Agua	723	101.5	1874	0	6090.69
Sal fundida	723	101.5	1874	0	5035.88
Sodio fundido	723	101.5	1874	0	9666.48
LBE	723	101.5	1874	0	8962.59

Para el caso de la variación de materiales del tubo, estos deben crearse en el software Ansys Fluent con sus respectivas características en función de la temperatura y asignarse a la superficie del tubo en cada caso para conocer su comportamiento. Las demás condiciones de la simulación permanecen constantes e iguales al caso nominal de estudio.

Los resultados de ambos estudios se muestran en el capítulo siguiente.

- Variaciones de parámetros de funcionamiento

Se han realizado 3 estudios más en los que se muestra la influencia que tienen los parámetros de temperatura media del fluido, flujo másico total en el receptor y flujo de radiación incidente en el receptor, sobre el comportamiento del mismo. Se han realizado 6 simulaciones con temperaturas medias próximas a la temperatura media del caso nominal para realizar una comparación entre todos los casos, 4 simulaciones con diferentes flujos másicos además del nominal y 4 simulaciones con diferentes flujos de radiación además del nominal, para conocer cómo influyen estos tres parámetros en el funcionamiento del receptor e intentar optimizarlos. Los resultados se exponen en el siguiente capítulo.

TABLA 3.9 CARACTERÍSTICAS PARA SIMULACIONES CON DIFERENTES FLUJOS MÁSCOS

Fluido	\bar{T} [K]	\dot{m} [kg/s]	T_{rad} [K]	V_{viento} [m/s]	U [W/m ² -K]
Agua	723	101.5	1874	0	6090.69
Sal fundida	723	101.5	1874	0	5035.88
Sodio fundido	723	101.5	1874	0	9666.48
LBE	723	101.5	1874	0	8962.59

TABLA 3.10
CARACTERÍSTICAS PARA SIMULACIONES CON DIFERENTES TEMPERATURAS MEDIAS

\bar{T} [K]	Fluido	\dot{m} [kg/s]	T_{rad} [K]	V_{viento} [m/s]	U [W/m ² -K]
623	Sal fundida	101.5	1874	0	4326.66
648	Sal fundida	101.5	1874	0	4631.09
673	Sal fundida	101.5	1874	0	4789.58
698	Sal fundida	101.5	1874	0	4925.05
723	Sal fundida	101.5	1874	0	5035.88
748	Sal fundida	101.5	1874	0	5125.23
773	Sal fundida	101.5	1874	0	5200.10
823	Sal fundida	101.5	1874	0	5347.57

- Variaciones de la velocidad del viento exterior

Por último, dado que se ha realizado la simplificación de no tener en cuenta el viento exterior en el receptor, se ha decidido incluir un estudio de la influencia de este en los resultados. Para la realización de estas simulaciones, se ha simulado el caso nominal con diferentes velocidades del viento características de la zona donde se ubica la central Solar Two, y varios casos extremos para conocer cómo varían los resultados en función de este parámetro.

Capítulo 4 . Resultados

En los apartados siguientes se procede a explicar con detalle los resultados obtenidos para cada variación paramétrica del receptor y el análisis de qué valor sería el óptimo para cada caso.

En primer lugar, se presentan los resultados obtenidos de la simulación del caso nominal de estudio. Se puede observar en la figura 4.1 el perfil de temperaturas obtenido en el caso nominal, en el que se muestra la zona ambiente, en la que la temperatura es de aproximadamente 300 K, la zona posterior al tubo entre este y la pared rerradiante, a aproximadamente 730 K y la zona frontal del tubo, en la que la temperatura es máxima. Esto se explica observando la figura 4.2 en la que se muestra el flujo de radiación incidente en el tubo y se demuestra que en la zona frontal de este la incidencia es máxima y, por tanto, la temperatura también lo es. El objetivo de la optimización del receptor es aumentar la temperatura en la zona posterior del tubo dado que, como puede observarse, coincide con la temperatura media de funcionamiento, y reducir la diferencia de temperaturas entre la superficie externa y la interna del tubo, sobre todo en la zona frontal, donde esta es más pronunciada.

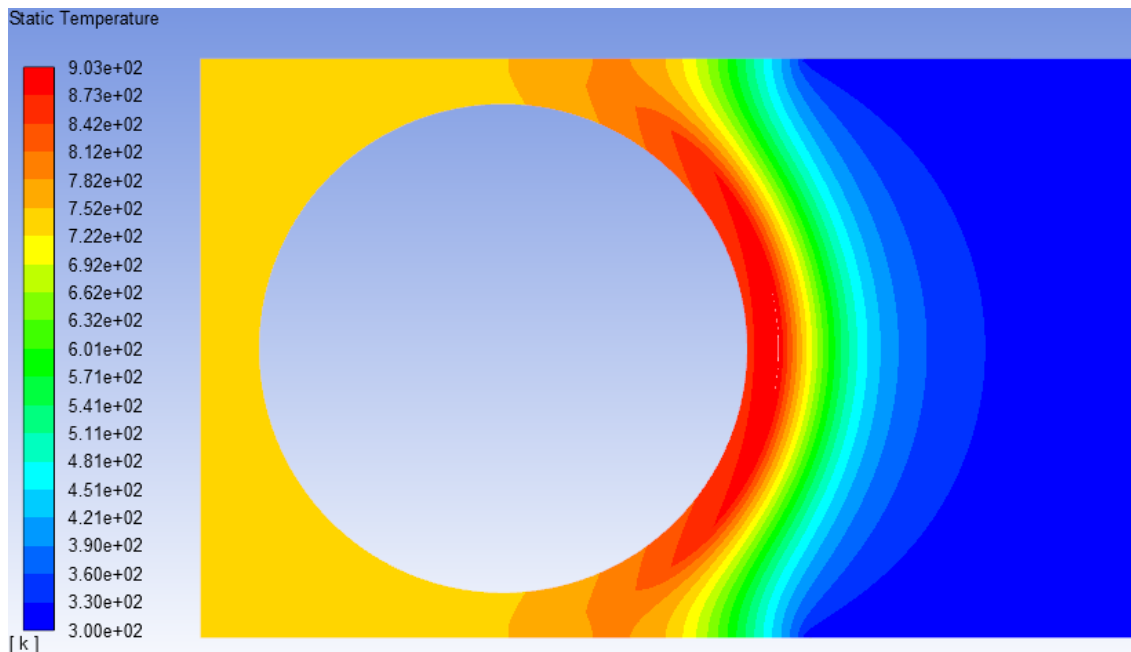


Fig. 4.1 Distribución de temperaturas para el caso nominal

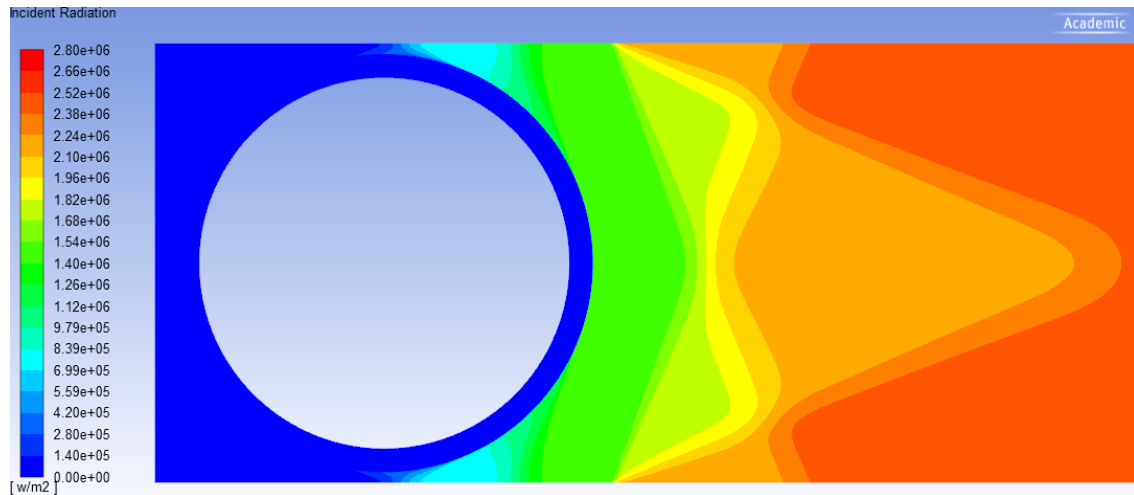


Fig. 4.2 Flujo de radiación incidente para el caso nominal

Como se ha podido observar, el software Ansys Fluent muestra los resultados por zonas, pero para conocer un resultado determinado en un punto, debe ser aproximado observando los colores y la leyenda. Por esta razón se ha hecho uso del software MATLAB, para conseguir un análisis más preciso de estos resultados y poder lograr una optimización completa del receptor. En la figura 4.3 se muestra el perfil de temperaturas en las paredes interna y externa del tubo en función del ángulo theta de este, analizados mediante la exportación de los datos obtenidos en Fluent a MATLAB.

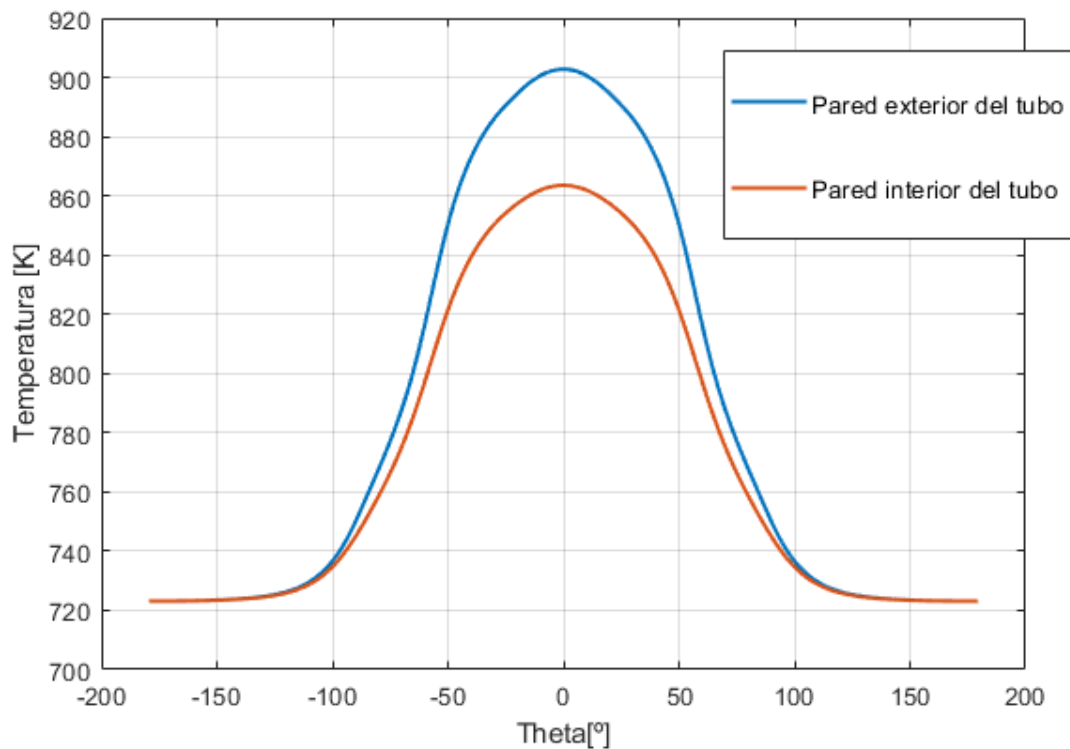


Fig. 4.3 Perfiles de temperatura en el tubo en función del ángulo para el caso nominal

Puesto que los problemas críticos del receptor surgen en las paredes de los tubos debido a las altas temperaturas a las que están expuestos, se analizará la variación de temperatura en las paredes interna y externa del tubo en función de los diferentes parámetros. Se puede observar que la superficie más crítica será la exterior y, por lo tanto, se le dará una mayor importancia en el estudio. Además, es interesante estudiar con mayor detalle algunas zonas más representativas en el tubo, las cuales podrían resultar las más críticas, como son la zona anterior al tubo, a 0° respecto del eje x longitudinal, la zona posterior al tubo, a 180° respecto del eje x, y las zonas superior e inferior del tubo a 90° y -90° . Estas zonas se comprenden mejor observando la figura 4.4.

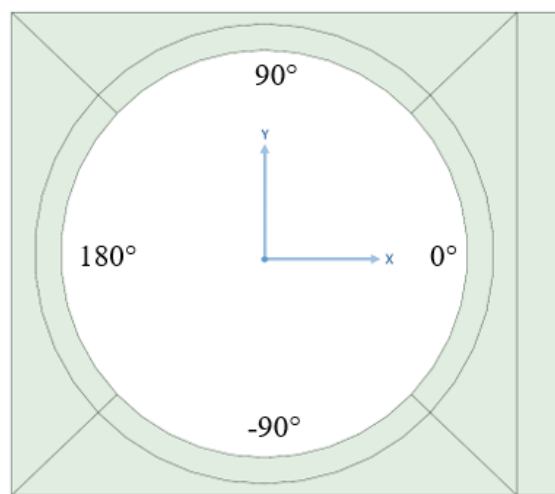


Fig. 4.4 Zonas críticas del tubo

Además, una vez conocidas las distribuciones de temperaturas en los tubos del receptor se pueden analizar las tensiones generadas en los tubos debido a los gradientes de temperatura y a las restricciones mecánicas. Este análisis es importante dado que tensiones muy altas pueden llegar a producir la rotura de estos y conviene evitarlas. Las tensiones generadas se han estudiado basándose en la expresión 3.12.

Una vez conocido el proceso seguido, se prosigue con los resultados de cada uno de los estudios realizados.

4.1 Separación entre tubos

El primero de los análisis realizados ha sido comprobar si existe una separación óptima entre tubos. Se han realizado 10 pruebas con diferentes separaciones con valores cercanos a los característicos de los receptores actuales, en torno al 5% del diámetro externo del

tubo, valor que corresponde con el del caso nominal de estudio. Se ha decidido realizar simulaciones para valores de separación de entre $1\% \cdot D_e$ y $10\% \cdot D_e$, ambos inclusive.

Una vez obtenidos los resultados se han exportado a MATLAB para conocer cómo varía la temperatura en las paredes interna y externa del tubo en función del ángulo theta del tubo y para cada una de las separaciones. Estos resultados se muestran en las figuras 4.5 y 4.6.

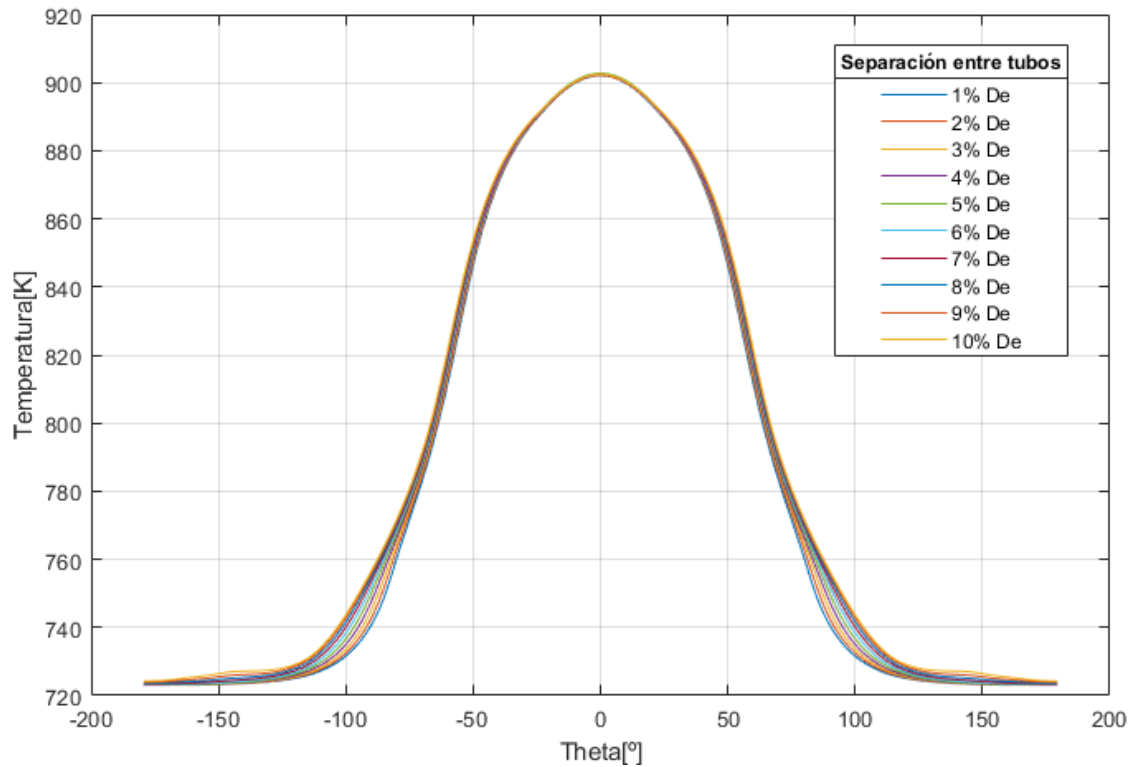


Fig. 4.5 Variación de la temperatura de la pared exterior del tubo en función del ángulo para diferentes separaciones laterales

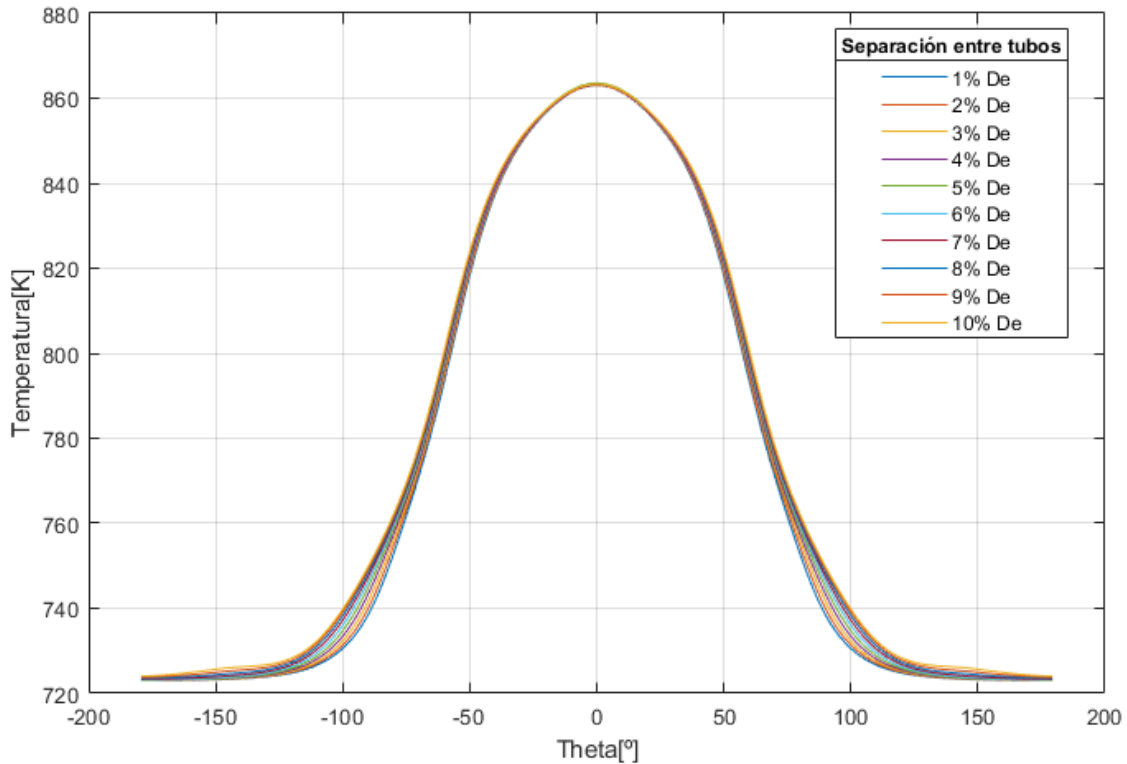


Fig. 4.6 Variación de la temperatura de la pared interior del tubo en función del ángulo para diferentes separaciones laterales

Como se puede observar, tanto en la pared exterior como en la pared interior, la temperatura en las zonas anterior y posterior al tubo (a 0° y a 180° respecto del eje x respectivamente) es prácticamente la misma para los diferentes valores de separación y la zona en la que más variación de temperatura se produce es la superior e inferior del tubo (90° y -90°). Se han estudiado con mayor detalle estos puntos clave. En la tabla 4.1 se muestran los casos más extremos de separaciones laterales para conocer cómo varía la temperatura en estas zonas.

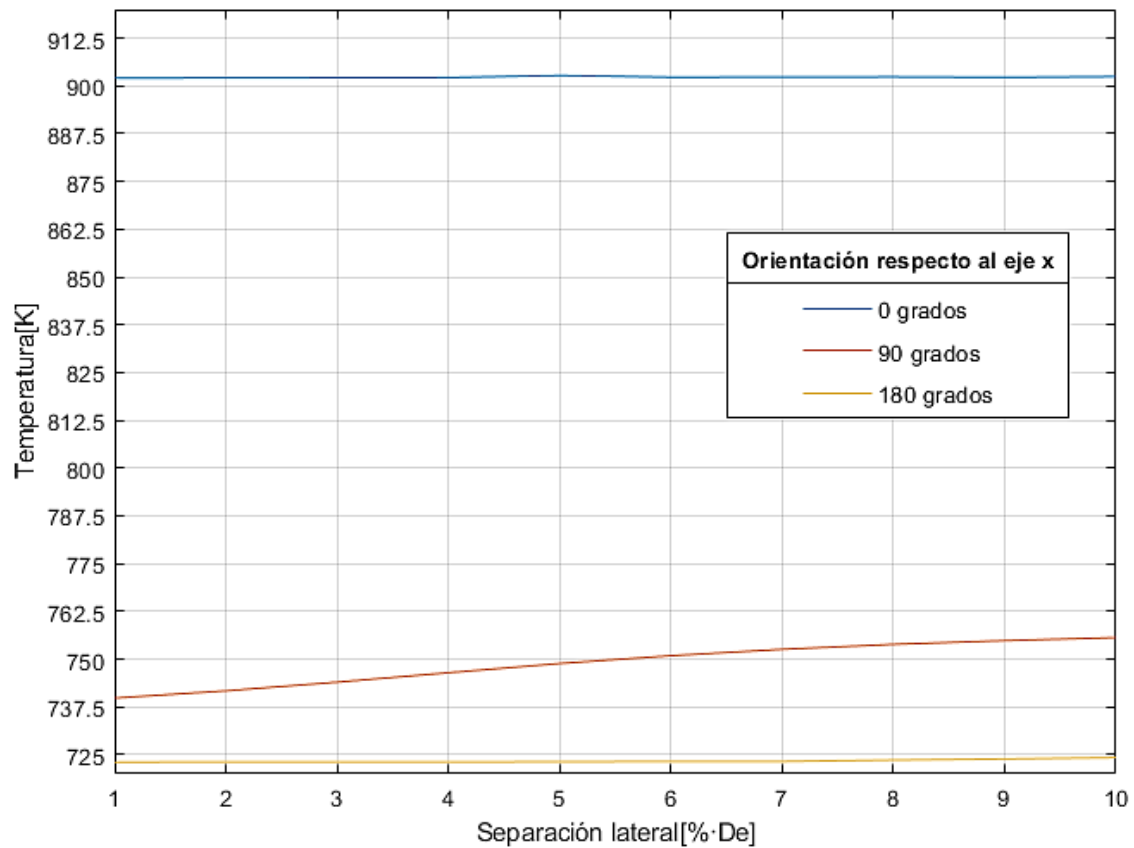


Fig. 4.7 Variación de la temperatura en el tubo en la zona anterior (0°), posterior (180°) y superior e inferior (90°) en función de la separación lateral

TABLA 4.1 RESULTADOS DE TEMPERATURAS EN EL TUBO EN LAS DIFERENTES ZONAS ANALIZADAS

	Zona anterior al tubo (0°)		Zona superior e inferior (90°)		Zona posterior al tubo (180°)	
	1% De	10% De	1% De	10% De	1% De	10% De
Pared exterior	902,05 K	902,44 K	739,82 K	755,64 K	723,07 K	724,23 K
Pared interior	862,98 K	863,33 K	737,70 K	750,06 K	723,06 K	724,07 K

Por lo tanto, al aumentar la separación entre tubos, la temperatura entre tubos también aumenta. Esto es debido a que el flujo de radiación que atraviesa estas zonas es mayor, como se puede observar comparando las figuras 4.8 y 4.9 en las que se muestran los casos más extremos de separación lateral. Además, se consigue una temperatura ligeramente mayor en la zona posterior del tubo, lo que significa que la temperatura media del fluido de trabajo crece ligeramente, dado que la temperatura en la zona posterior suele reflejar la temperatura media del fluido de trabajo.

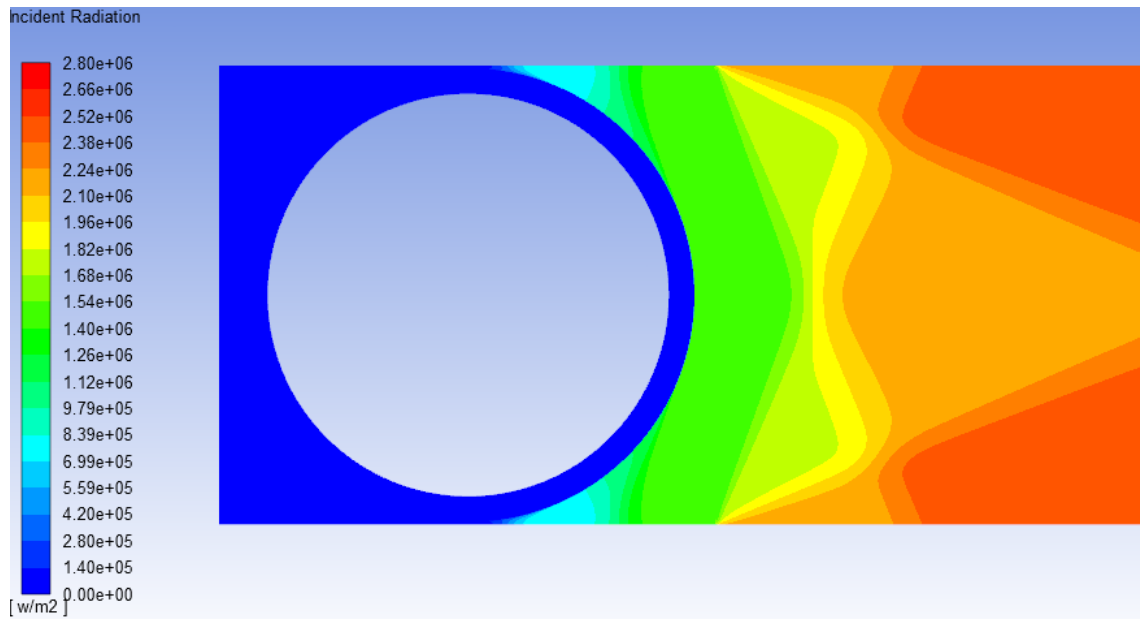


Fig. 4.8 Radiación incidente en el tubo en el caso de que la separación entre tubos sea igual a $1\% D_e$

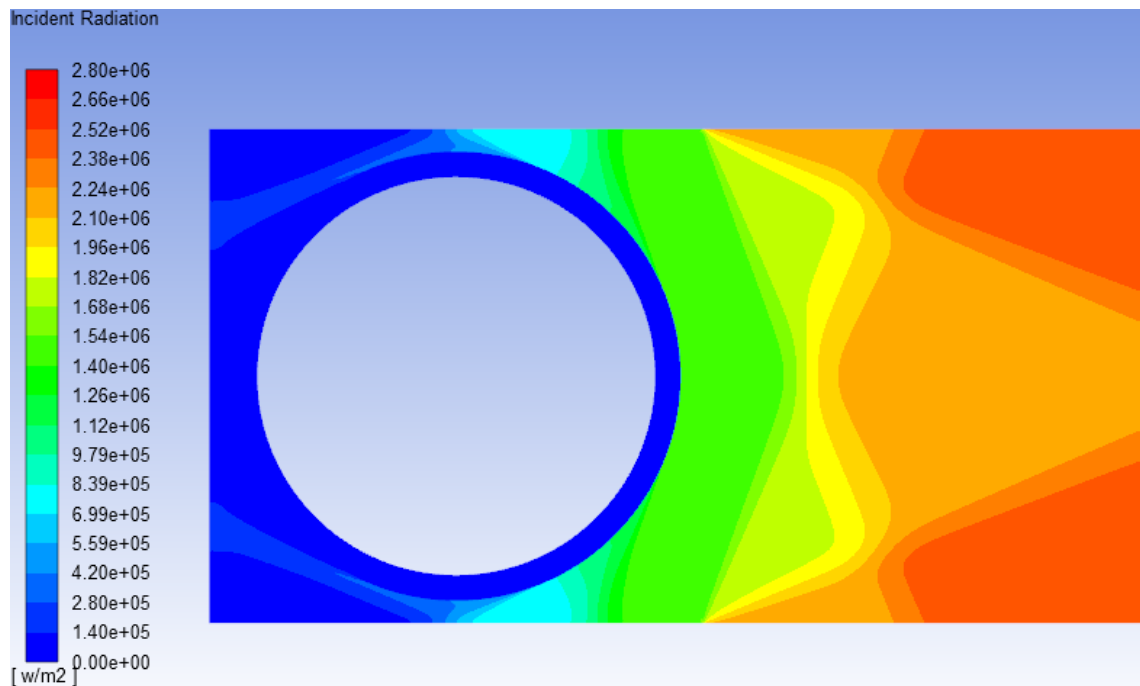


Fig. 4.9 Radiación incidente en el tubo en el caso de que la separación entre tubos sea igual a $10\% D_e$

Por tanto, cuanto mayor sea la separación entre tubos, mayores temperaturas de trabajo se conseguirán sin tener que variar otros parámetros, pero antes de seleccionar el caso óptimo se debe realizar un estudio de las tensiones que se generan en el tubo, debido a que, al aumentar las temperaturas, podrían generarse tensiones muy elevadas que llevasen a la rotura.

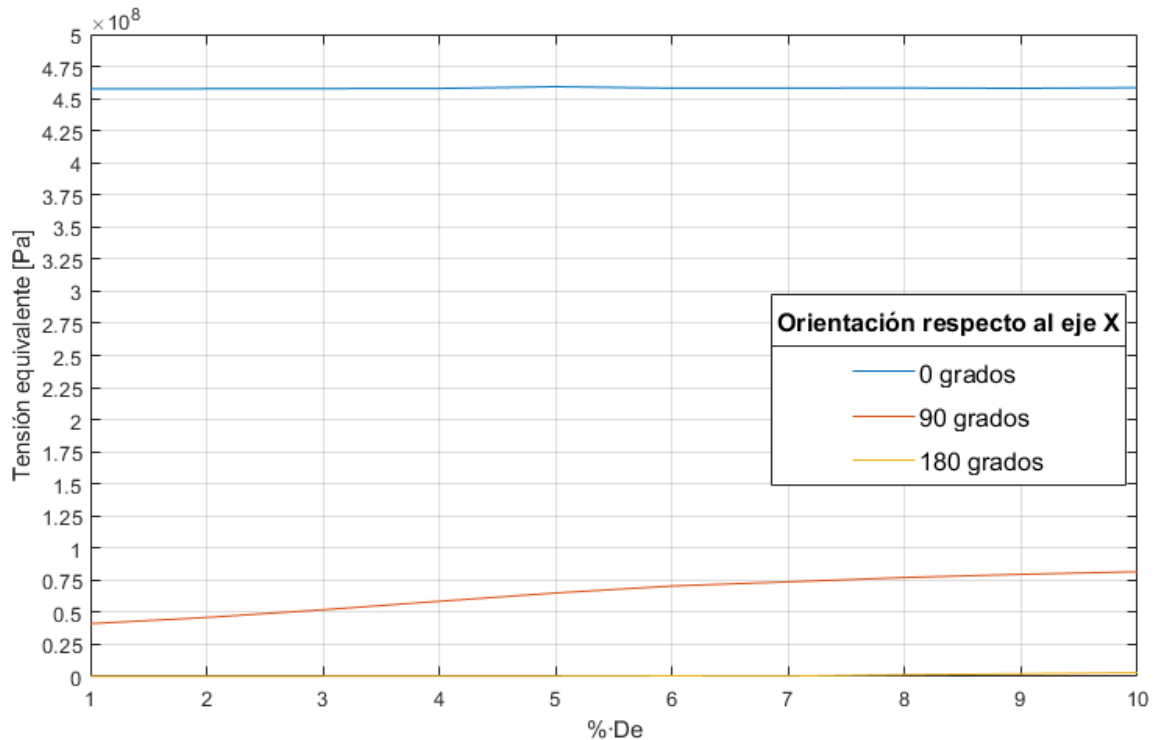


Fig. 4.10 Tensiones equivalentes generadas en el tubo en función de la separación entre tubos

Para calcular las tensiones equivalentes se utiliza la expresión 3.11. Las mayores tensiones se generan en la zona anterior al tubo, dado que es la zona sobre la que incide un mayor flujo de radiación y se generan unas temperaturas más elevadas, además de que el gradiente de temperaturas que se genera en esta zona es el mayor del tubo.

Se puede observar que la variación de las tensiones generadas entre los casos más extremos no es demasiado notable, pero que el caso óptimo se consigue a una separación de valor igual al 9% del diámetro externo del tubo (aproximadamente a 1,89 mm).

Por lo tanto, dado que el objetivo es aumentar la temperatura media del fluido, y conseguir un flujo de radiación incidente mayor sin generar tensiones tan elevadas que lleven a la rotura de los tubos y, una vez realizados los análisis de variación de temperatura en las paredes y de variación de tensión equivalente, se llega a la conclusión de que el caso óptimo será un valor de separación de 1,89 mm. Esta separación consigue aumentar la temperatura de trabajo, aumentando así la eficiencia del receptor, pero sin ser una separación tan excesiva como para modificar las dimensiones del panel.

4.2 Separación trasera

Para estudiar si existe una separación óptima entre la pared del tubo y la pared rerradiante se ha realizado el mismo procedimiento que con las separaciones laterales. Se han

propuesto 10 simulaciones con diferentes longitudes de separación dentro de un rango de posibles valores. En el caso nominal la separación trasera tiene un valor del 5% del diámetro externo del tubo. En el posterior barrido paramétrico se han supuesto unas distancias de valor 1% del diámetro, 2%, 3% y así hasta 10% para ver cómo variaban las temperaturas en las paredes del tubo.

Observando los resultados se puede apreciar que este parámetro no afecta en gran medida a las condiciones de trabajo del receptor.

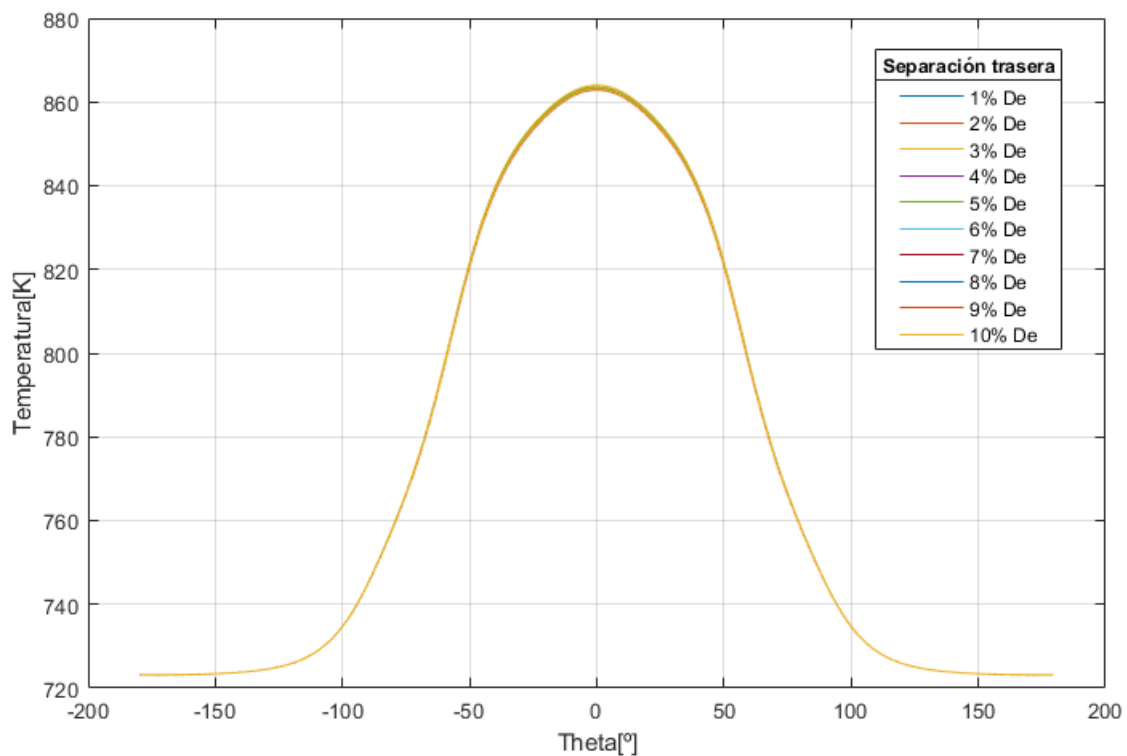


Fig. 4.11 Variación de la temperatura en la pared interior del tubo en función de la separación trasera

Además, se ha comprobado si al aumentar la separación trasera se producía un aumento importante de la temperatura en la pared rerradiante, pero para los casos extremos de separación trasera de longitud igual al 1% del diámetro y del 10% los resultados obtenidos tanto en el tubo como en el aire exterior son prácticamente iguales.

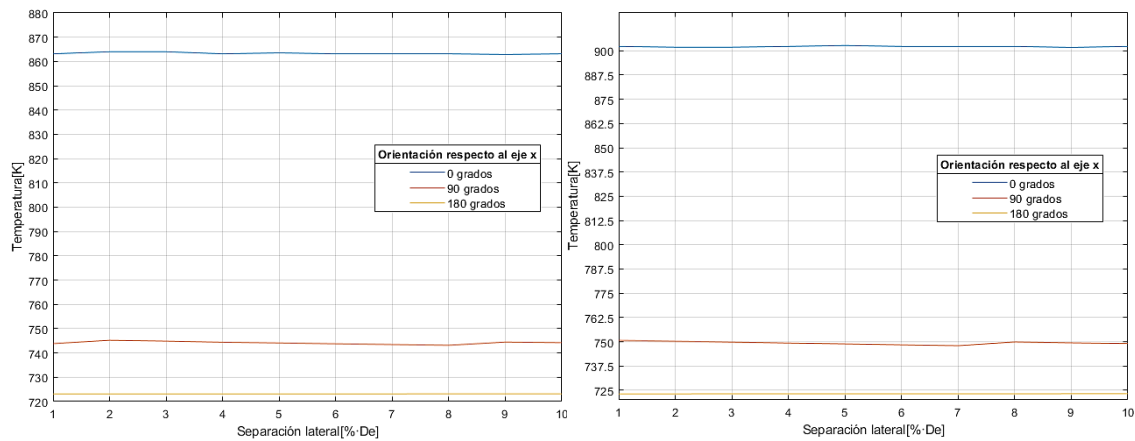


Fig. 4.12 Variación de la temperatura en las paredes exterior e interior del tubo en función de la separación trasera

Por último, se han estudiado las tensiones equivalentes generadas en el tubo en cada caso para conocer cómo dependen de la separación trasera y se ha comprobado que la variación entre unos casos y otros es mínima como se puede apreciar en la figura 4.13.

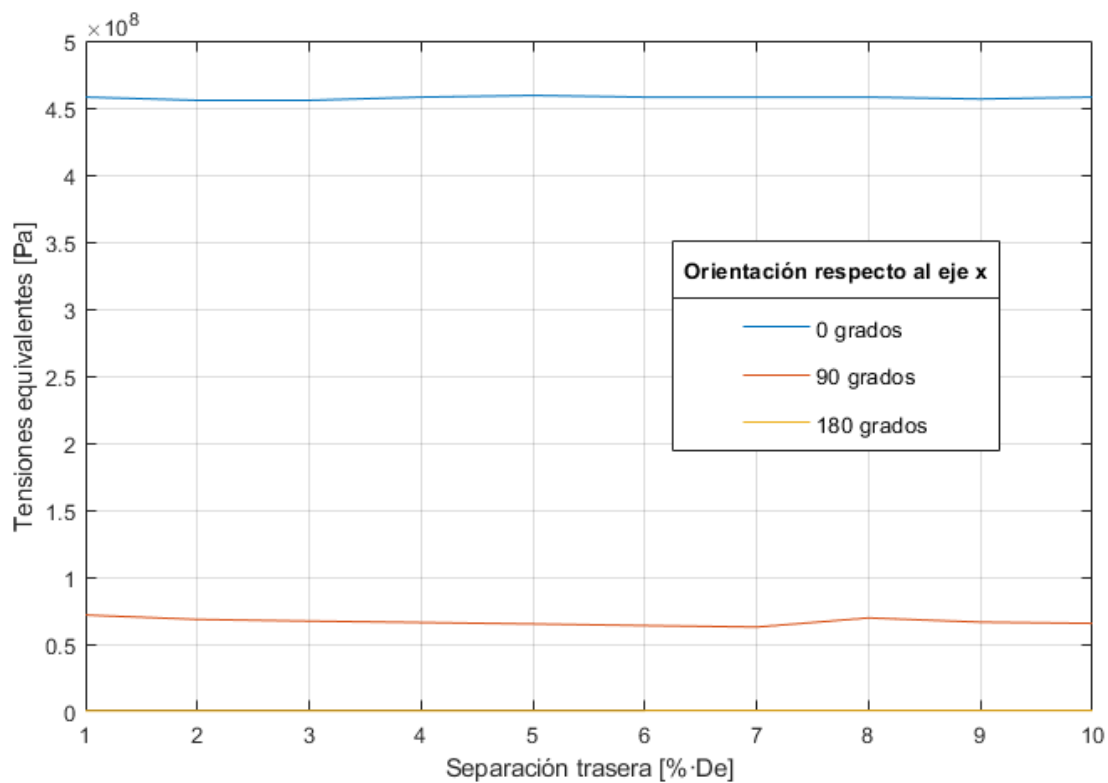


Fig. 4.13 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función de la separación trasera

Por lo tanto, se ha llegado a la conclusión de que la separación trasera no influye en el ciclo de vida del receptor y como valor óptimo se ha tomado un valor medio del rango analizado dado que esta elección no influye en los resultados.

4.3 Material del tubo

Como se ha comentado anteriormente, actualmente los tres materiales que muestran las mejores propiedades para trabajar en condiciones de operación tan críticas son el acero inoxidable 316, el Incoloy 800H y el Inconel Alloy 625. Se han realizado simulaciones con cada uno de ellos para estudiar la distribución de temperaturas en cada caso además de las tensiones equivalentes generadas.

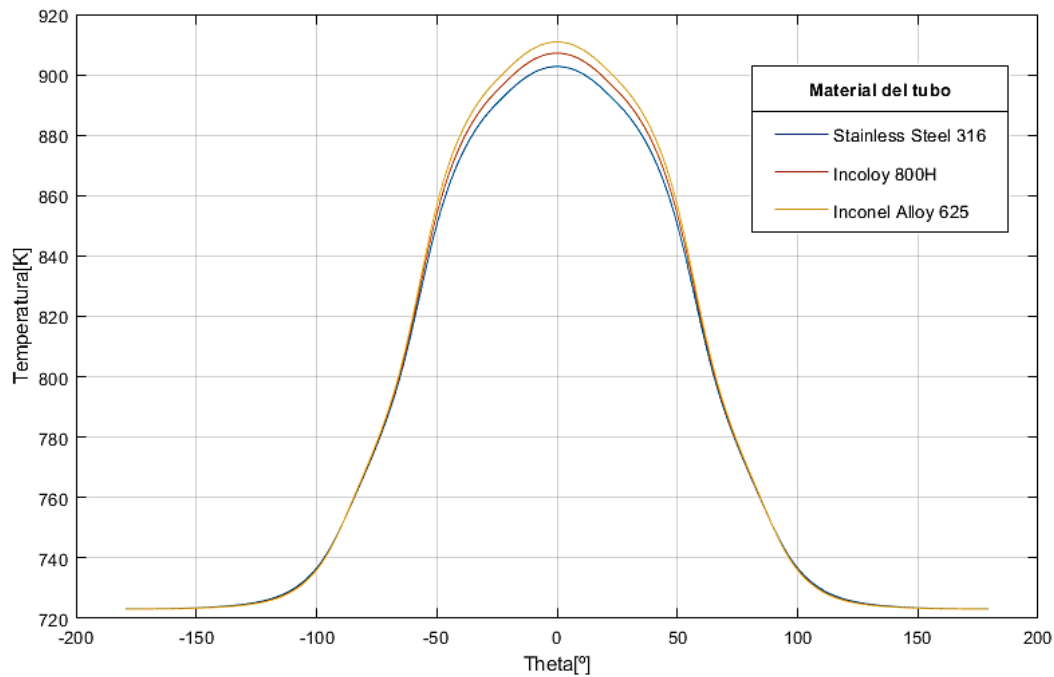


Fig. 4.14 Variación de la temperatura en la pared externa del tubo en función del material del tubo

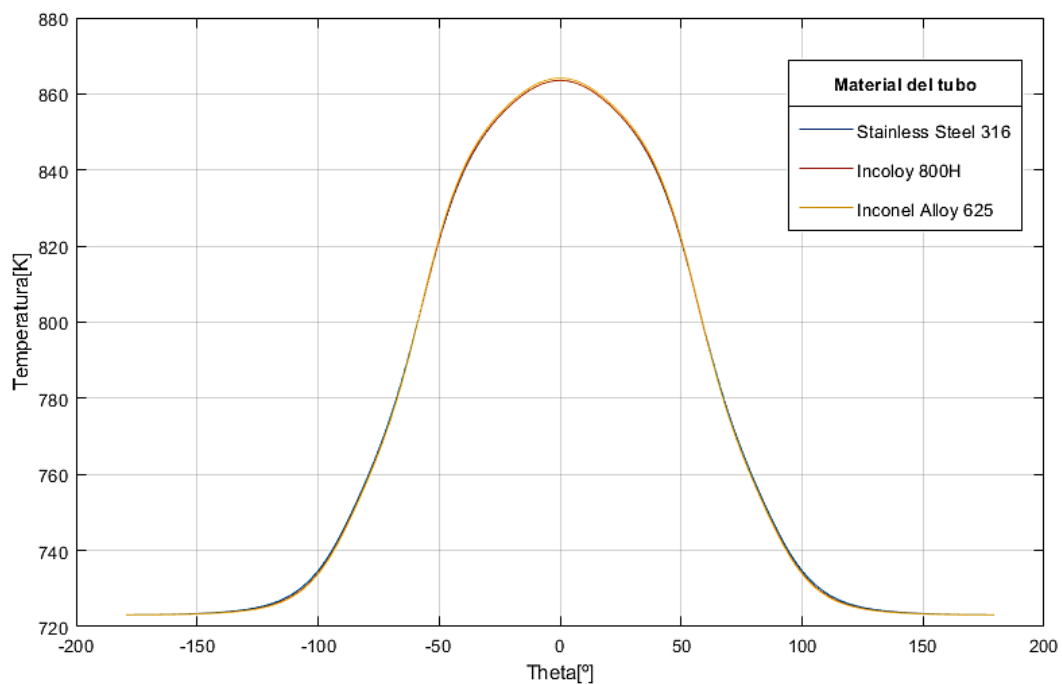


Fig. 4.15 Variación de la temperatura en la pared interna del tubo en función del material del tubo

La influencia del material del tubo en la superficie interna de este es escasa, y en el caso de la superficie externa varía ligeramente en la zona frontal del tubo, a 0°.

TABLA 4.2
RESULTADOS DE TEMPERATURAS EN EL TUBO EN LA ZONA ANTERIOR (A 0°) EN
FUNCIÓN DEL MATERIAL DEL TUBO

	Stainless Steel 316	Incoloy 800 H	Inconel Alloy 625
Pared exterior	902,74 K	907,17 K	910,88 K
Pared interior	863,54 K	863,55 K	864,14 K

Aunque los gradientes de temperaturas generados en los tres casos son parecidos, las propiedades, como el módulo de Young, el coeficiente de Poisson y el coeficiente de expansión térmica volumétrico, difieren entre sí ligeramente y, por lo tanto, conviene realizar un estudio de tensiones para optimizar la decisión.

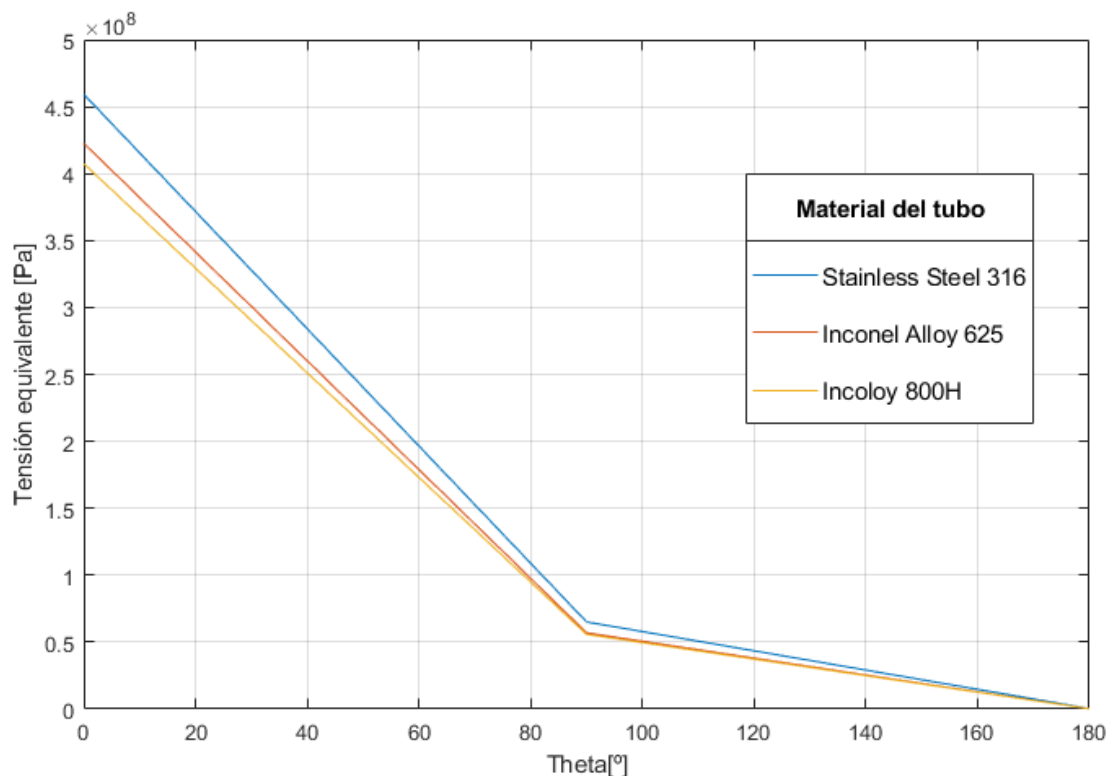


Fig. 4.16 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función del material del tubo

Las características aportadas en el proceso por cada uno de los materiales no son muy determinantes dado que, al tener propiedades parecidas, los resultados obtenidos no difieren demasiado entre sí, aunque cabe destacar que en la simulación en la que se utiliza Stainless Steel 316 las tensiones generadas son mayores a pesar de que genera el menor gradiente de temperaturas en la zona más crítica de la pared del tubo. Además, se ha mostrado anteriormente el resultado de la central Solar Two tras tres años de operación,

en la que el problema de la corrosión en los tubos es más que evidente, por lo tanto, a temperaturas moderadas este material es adecuado, pero si se quiere aumentar la temperatura de trabajo y así conseguir aumentar la eficiencia de la planta es mejor decantarse por el Inconel Alloy 625 o el Incoloy 800H. Tanto el gradiente de temperaturas generado como las tensiones equivalentes en el tubo son parecidos para ambos materiales. Las propiedades mecánicas del Inconel Alloy 625 son mejores en comparación, pero no se recomienda someterlo a temperaturas mayores de 600°C, mientras que el Incoloy presenta unas propiedades aceptables pudiendo trabajar a temperaturas más elevadas.

4.4 Fluido de trabajo

Para simular y posteriormente comparar el comportamiento del receptor frente a diferentes fluidos de trabajo se han impuesto para todos los casos las mismas condiciones nominales de temperatura media, gasto másico total, flujo de radiación incidente y material del tubo. De esta forma, aunque en la realidad no funcionarían todos con estas condiciones, se ha obtenido una comparativa realista para conocer sus comportamientos frente a una misma situación y saber cuál proporcionaría un funcionamiento más optimizado.

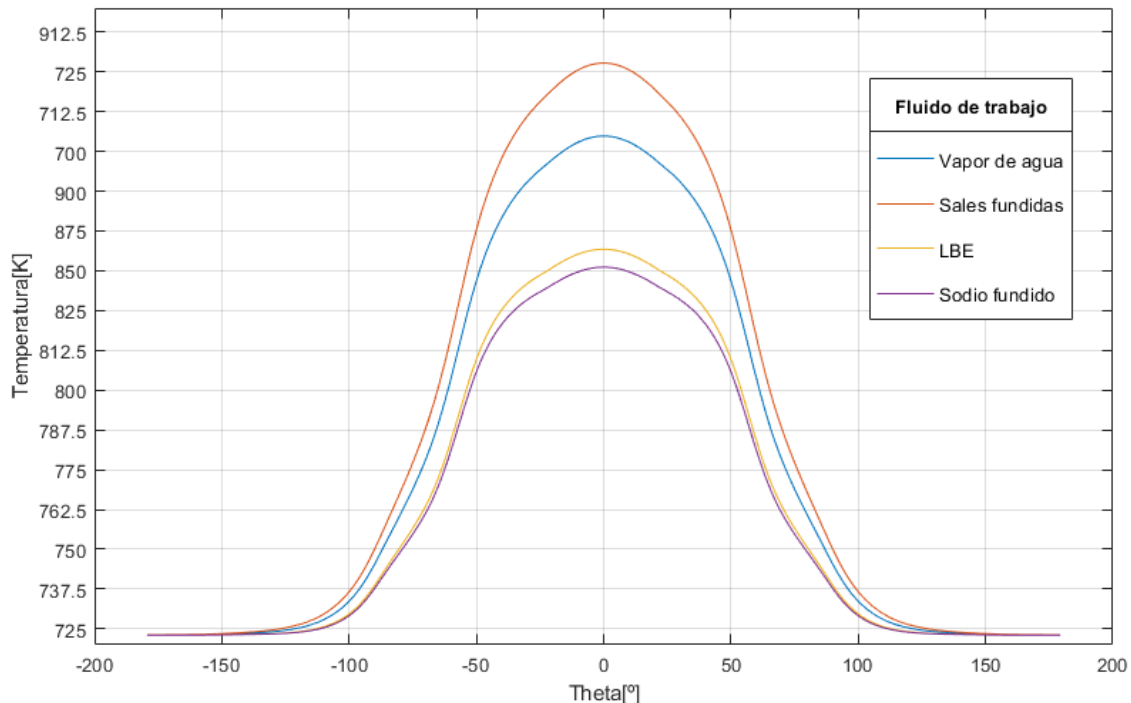


Fig. 4.17 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función del fluido de trabajo del receptor

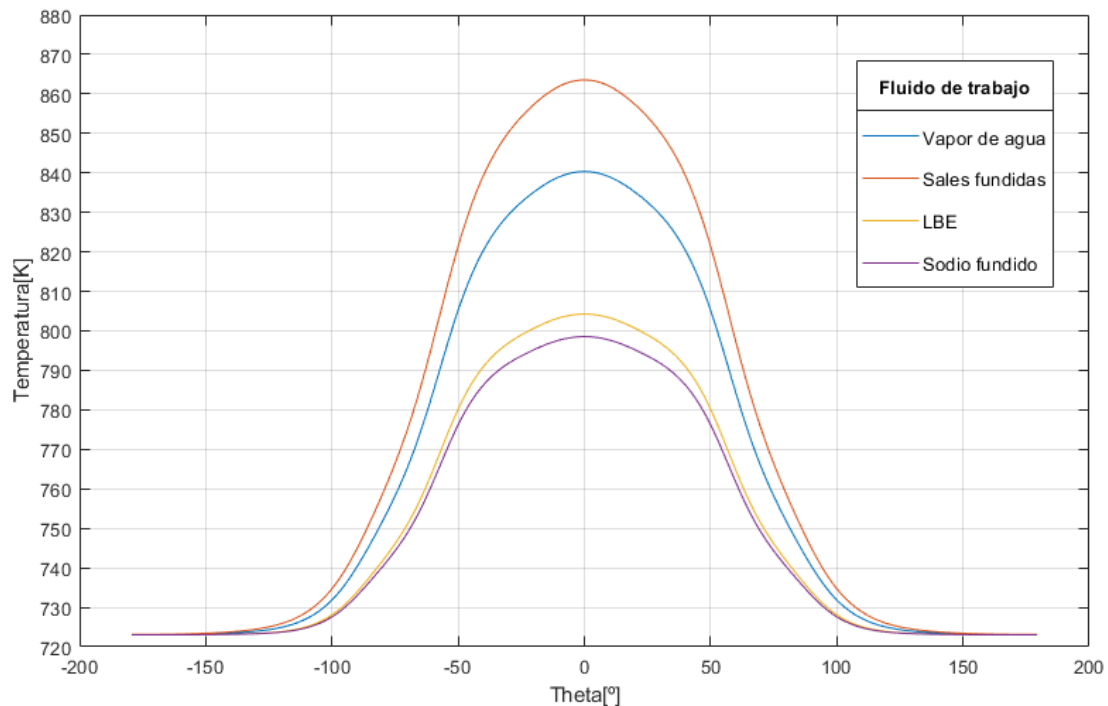


Fig. 4.18 Variación de la temperatura en la pared interior del tubo en función del fluido de trabajo del receptor

Es interesante observar que, para la misma temperatura media de trabajo del fluido, las temperaturas tanto de la pared externa como de la pared interna del tubo en los casos de vapor de agua y sales fundidas son mucho mayores que en los casos de los metales fundidos. Esto es debido a que la conductividad a temperatura media de trabajo tanto del LBE (14,21 W/mK) como del sodio fundido (66,778 W/mK) es mucho más elevada que la del vapor de agua ($52,7 \cdot 10^{-3}$ W/mK) y la de las sales (0,5285 W/mK). De esta forma, el material que presenta un mejor comportamiento de refrigeración de la superficie es el sodio fundido, pudiendo trabajar a temperaturas de funcionamiento más elevadas, sin generar unas temperaturas tan críticas en los tubos.

TABLA 4.3 RESULTADOS DE TEMPERATURAS EN EL TUBO EN LA ZONA ANTERIOR (A 0°) EN FUNCIÓN DEL FLUIDO DE TRABAJO DEL RECEPTOR

	Vapor de agua	Sales fundidas	LBE	Sodio fundido
Pared exterior	879,80 K	902,74 K	844,24 K	838,61 K
Pared interior	840,35 K	863,54 K	804,25 K	798,55 K

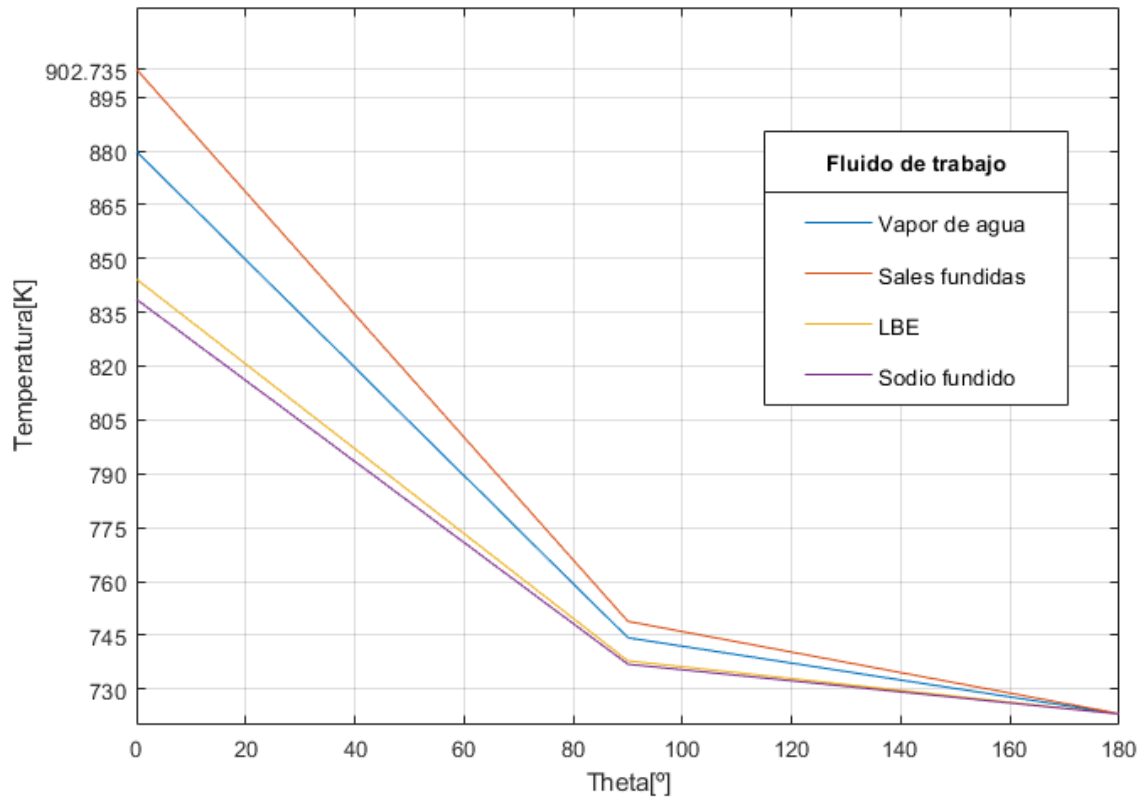


Fig. 4.19 Valores de temperatura en la pared exterior en las zonas más críticas del tubo en función del fluido de trabajo del receptor

Además, las tensiones generadas en el tubo son mayores cuando el fluido de trabajo es vapor de agua o las sales como se puede observar en la figura 4.19, donde se refleja la gran diferencia de tensiones entre los diferentes casos. En la zona anterior al tubo, utilizando como fluido de trabajo las sales fundidas la tensión generada es de 459'251 MPa, utilizando el vapor de agua de 406'744 MPa, en el caso del LBE de 325,477 MPa y en el caso del sodio fundido de 312,623 MPa.

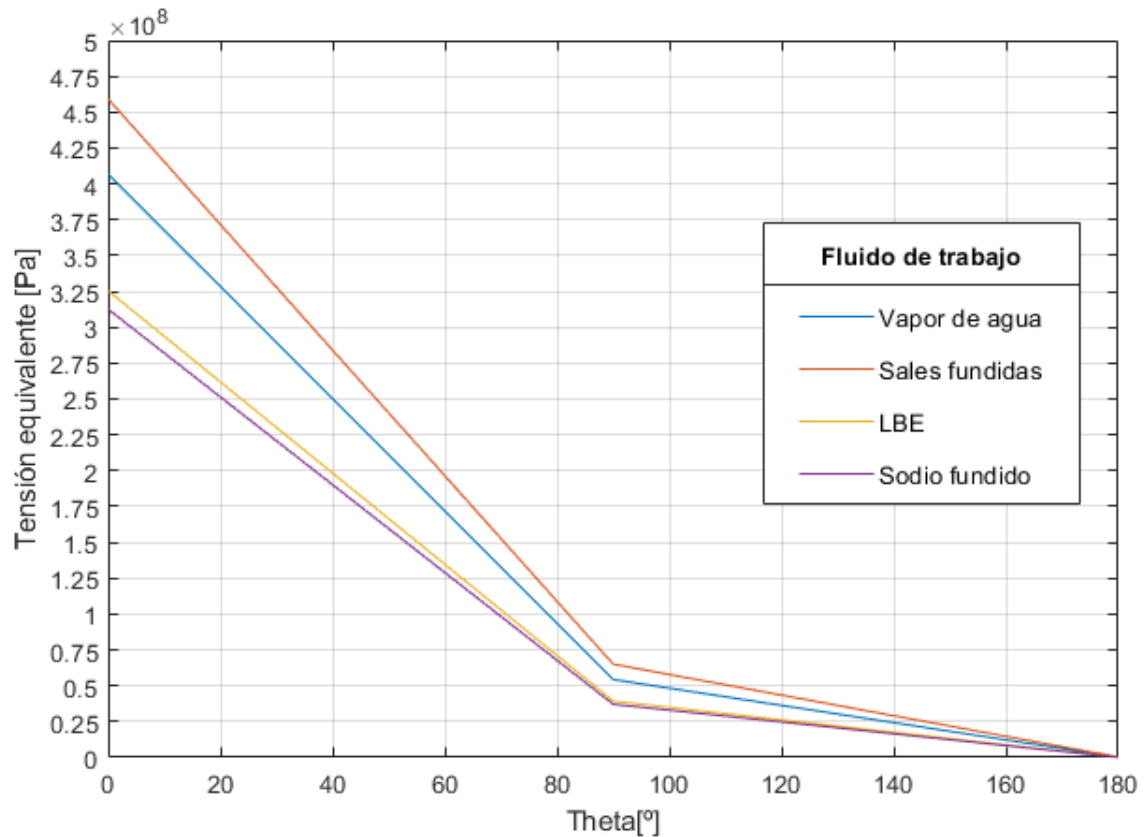


Fig. 4.20 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función del fluido de trabajo del receptor

Estas diferencias son muy importantes a la hora de probar nuevos fluidos, y tanto el sodio como el LBE presentan unos buenos comportamientos, aportando la ventaja de su alta conductividad.

4.5 Temperatura media de trabajo

Dado que las simulaciones se están realizando para un estado estacionario, la elección de la temperatura media de trabajo es un parámetro muy importante. La temperatura del fluido, si solo dependiera del flujo de radiación incidente sobre el receptor, variaría día a día y, sobre todo, de invierno a verano, de forma totalmente incontrolada. Por esto, la temperatura se regula en función del flujo másico de fluido de trabajo que se introduce en el receptor, de forma que en verano se introduce un flujo mayor, y en invierno un flujo menor, consiguiendo así una potencia parecida durante todo el año. Dado que la temperatura de entrada al receptor es de 290°C y la de salida de 565°C, se ha supuesto una temperatura media de funcionamiento para el caso nominal de 450°C, pero se van a probar diferentes valores de temperatura media para comprobar si sería idóneo aumentar o disminuir esta temperatura. Estos casos se han simulado con un valor de flujo másico

constante de 101,5 kg/s para conocer cómo varían los resultados únicamente en función de la temperatura media del fluido.

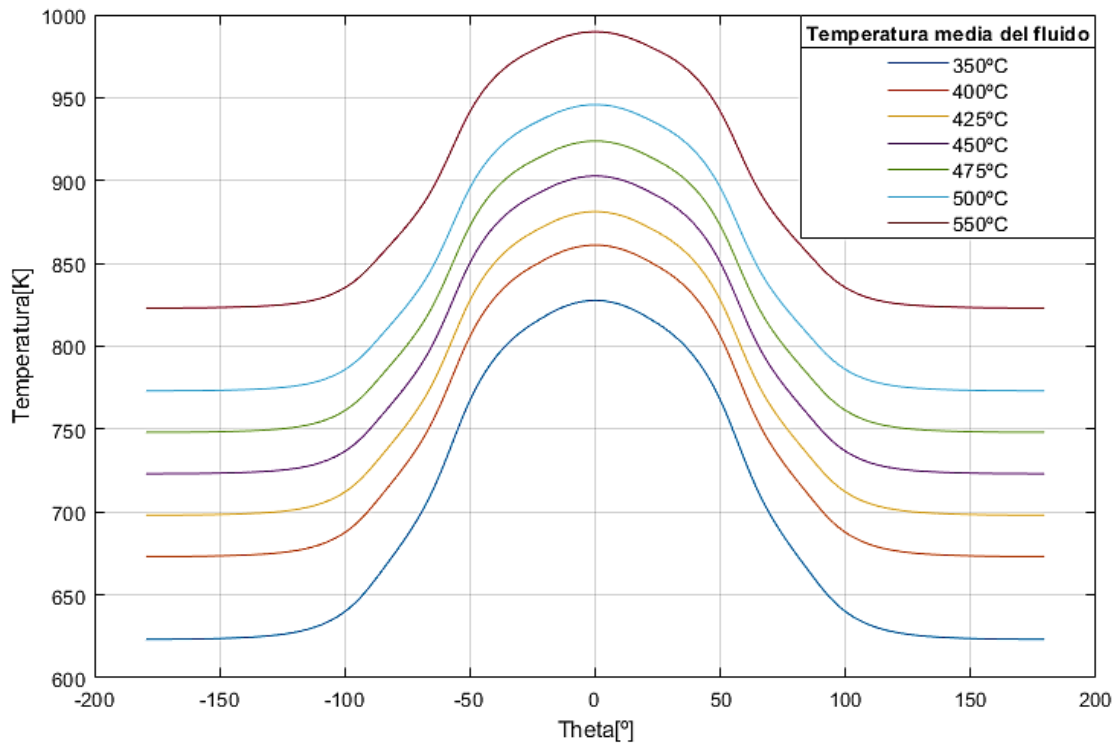


Fig. 4.21 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función de la temperatura media de trabajo del fluido

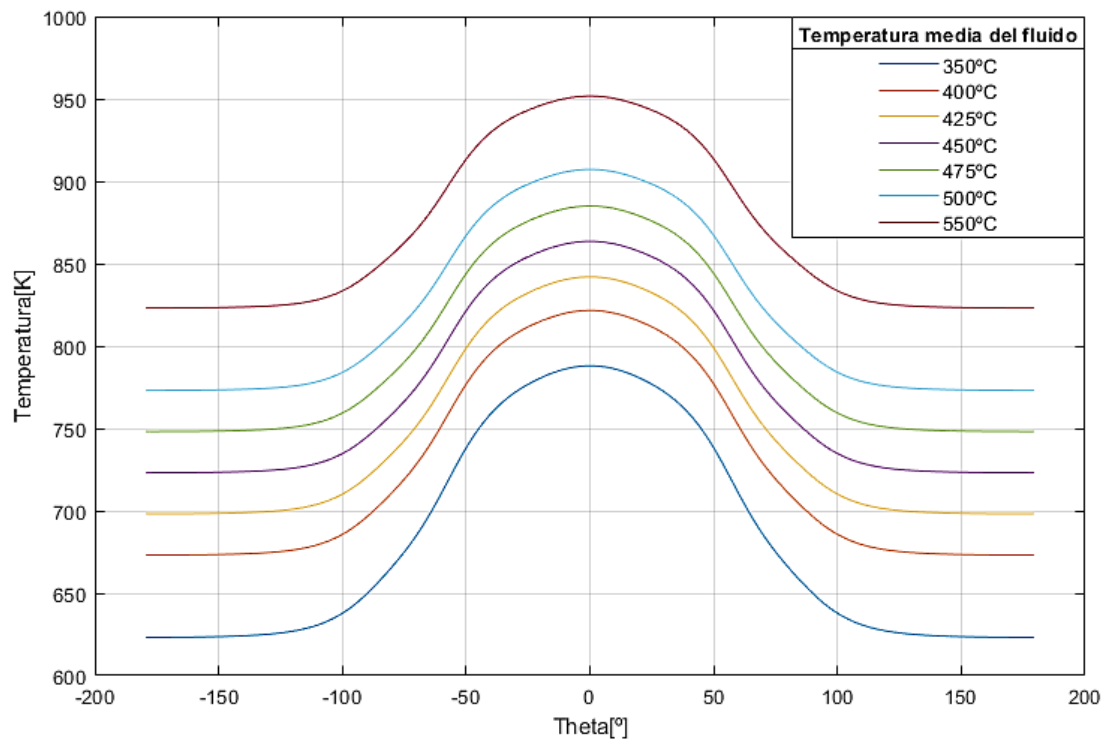


Fig. 4.22 Variación de la temperatura en la pared interior del tubo en función de la temperatura media de trabajo del fluido

Se puede observar que, como es lógico, a mayores temperaturas medias de trabajo, las temperaturas generadas en las paredes del tubo son mayores. En este caso se puede apreciar más notablemente que la temperatura en la parte trasera de los tubos (a 180°) coincide con la temperatura media del fluido, lo cual se ha comentado anteriormente.

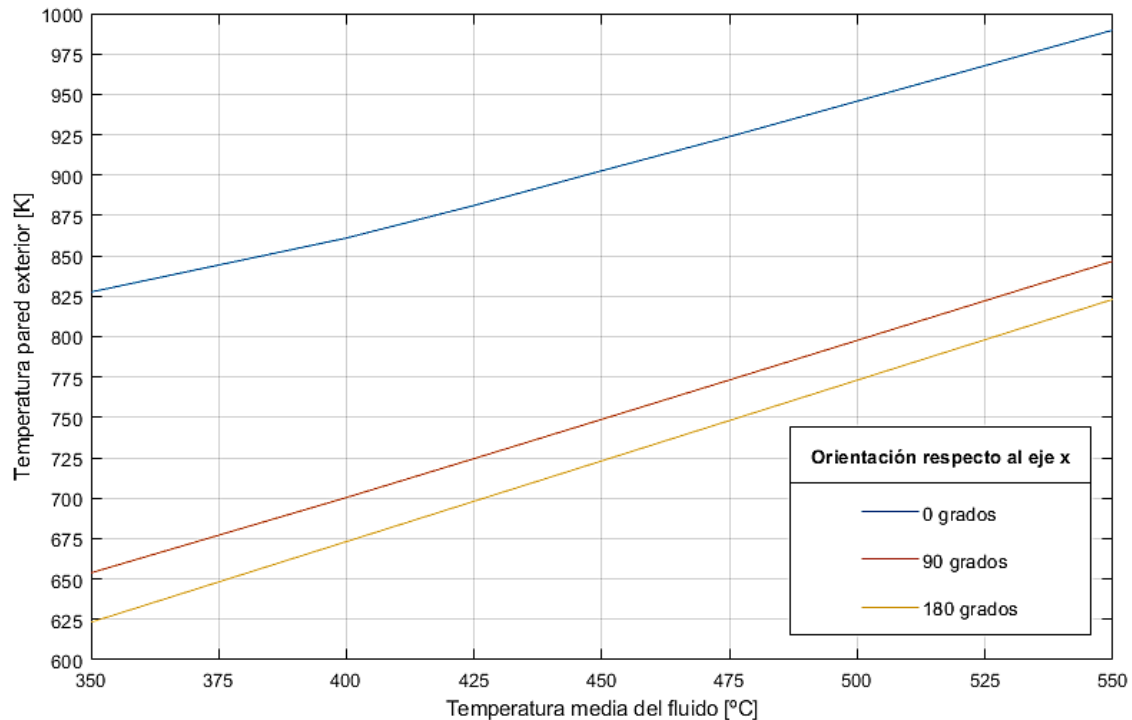


Fig. 4.23 Valores de temperatura en la pared exterior en las zonas más críticas del tubo en función de la temperatura media del fluido

La zona más crítica de temperaturas es la zona frontal del tubo, 0°. En la figura 4.23 se puede observar qué valores de temperatura se alcanzan en la zona frontal, las laterales y la posterior del tubo, para los diferentes casos propuestos. De esta forma se puede elegir el máximo valor de temperatura, dado que aumentará la eficiencia de la planta, pero teniendo en cuenta las máximas temperaturas que soportan los materiales del receptor, así como el fluido elegido de trabajo. Las tasas de corrosión de las sales fundidas, por ejemplo, son aceptables hasta valores de temperatura de aproximadamente 630°C [50]. Además, el material que se ha elegido como óptimo, debido a que soportaba unas temperaturas más altas de trabajo, ha sido el Incoloy 800H, cuyo comportamiento es aceptable hasta temperaturas de 630°C y, por lo tanto, esta temperatura será el factor limitante a la hora de determinar la temperatura de operación con la que se quiere trabajar para maximizar el proceso. Otro factor a tener en cuenta es la generación de tensiones en el tubo, dado que se podría pensar que temperaturas tan altas podrían ocasionar unas tensiones muy elevadas.

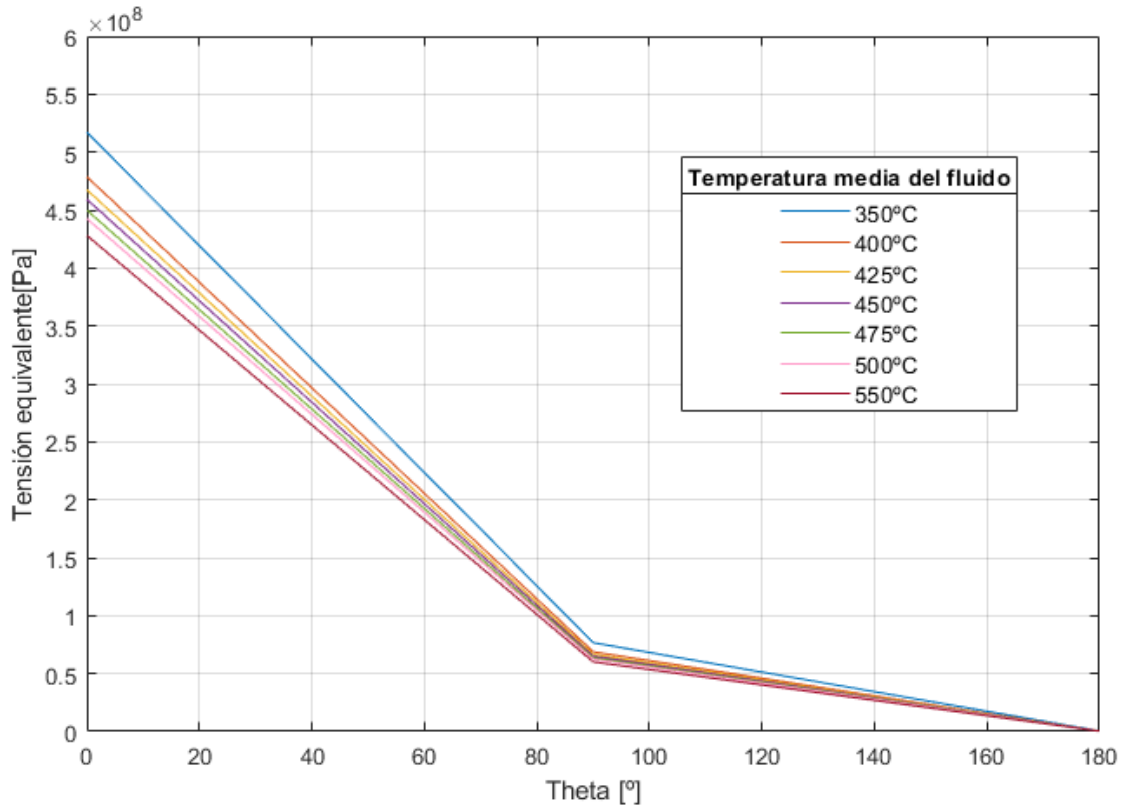


Fig. 4.24 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función de la temperatura media del fluido

Se comprueba que las mayores tensiones se generan en el caso de 350°C, superiores a 500 MPa. Este valor de tensión resulta demasiado alto y llevaría a la superación del límite elástico del material de los tubos, produciendo deformación plástica y pudiendo llegar a la rotura. Como se puede apreciar en la figura 4.24, la generación de tensiones disminuye a medida que se aumenta la temperatura media. Esto es debido a que el gradiente de temperaturas disminuye.

Se llega a la conclusión de que mayores temperaturas tendrían un efecto óptimo para el funcionamiento del receptor y el único valor limitante es la temperatura máxima de funcionamiento del material del tubo y las tasas de corrosión del fluido a partir de cierta temperatura. Por tanto, la temperatura máxima admisible de trabajo sería de 450°C o 723K, dado que la temperatura en la zona frontal del tubo que se generaría en este caso es de aproximadamente 900 K y entra dentro del límite de funcionamiento del material de los tubos.

4.6 Flujo másico total

Una vez conocida la influencia de la temperatura media sobre el comportamiento del receptor, es importante conocer cómo varía este en función del gasto másico total de

fluido. El flujo másico utilizado en la central Solar Two, como ya se ha comentado, era de 101'5 kg/s, por tanto se van a realizar, además de este caso, dos casos de valores superiores al dado y dos casos de valores inferiores suponiendo una temperatura media del fluido constante de 450°C.

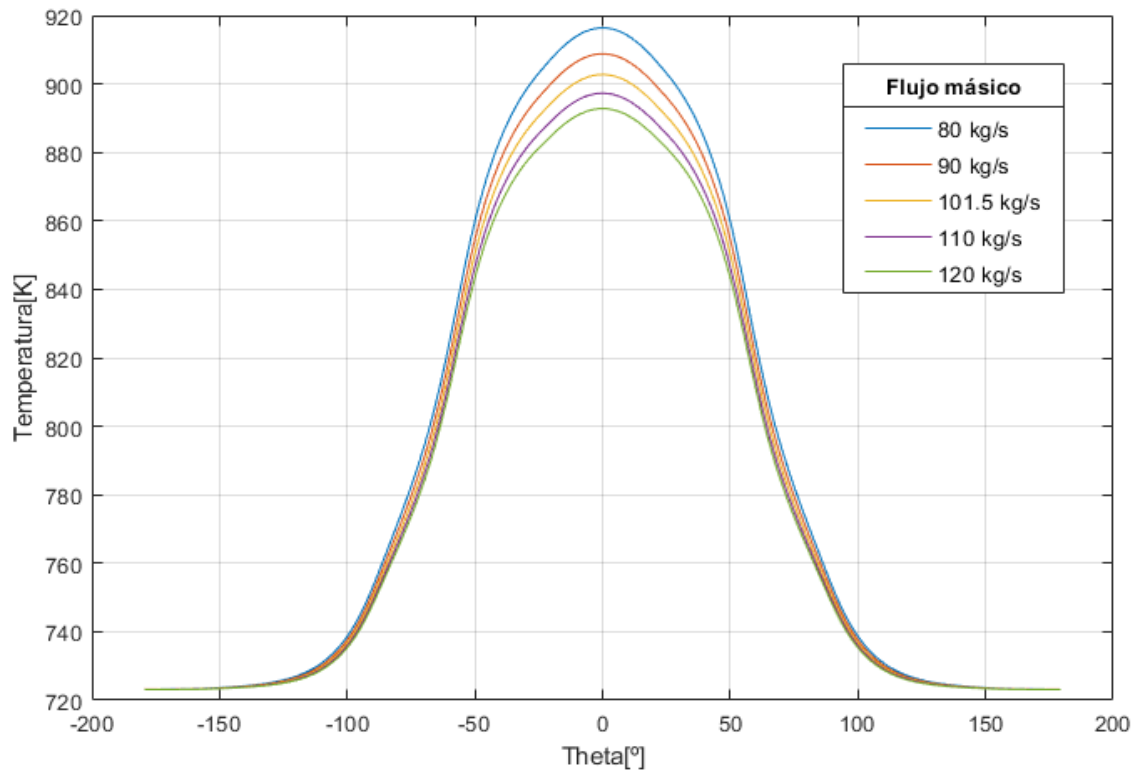


Fig. 4.25 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función del gasto másico de fluido

A medida que aumenta el flujo másico, disminuye la temperatura en la zona frontal del tubo. Se puede observar que en las zonas donde incide el flujo de radiación sí que varía la temperatura, pero en la zona trasera la temperatura se mantiene constante. Esto es debido a que un aumento del flujo másico produce un aumento de la velocidad del fluido de trabajo y, por lo tanto, un menor tiempo expuesto a la radiación solar incidente. De esta forma, al disminuir el flujo se consigue aumentar la temperatura.

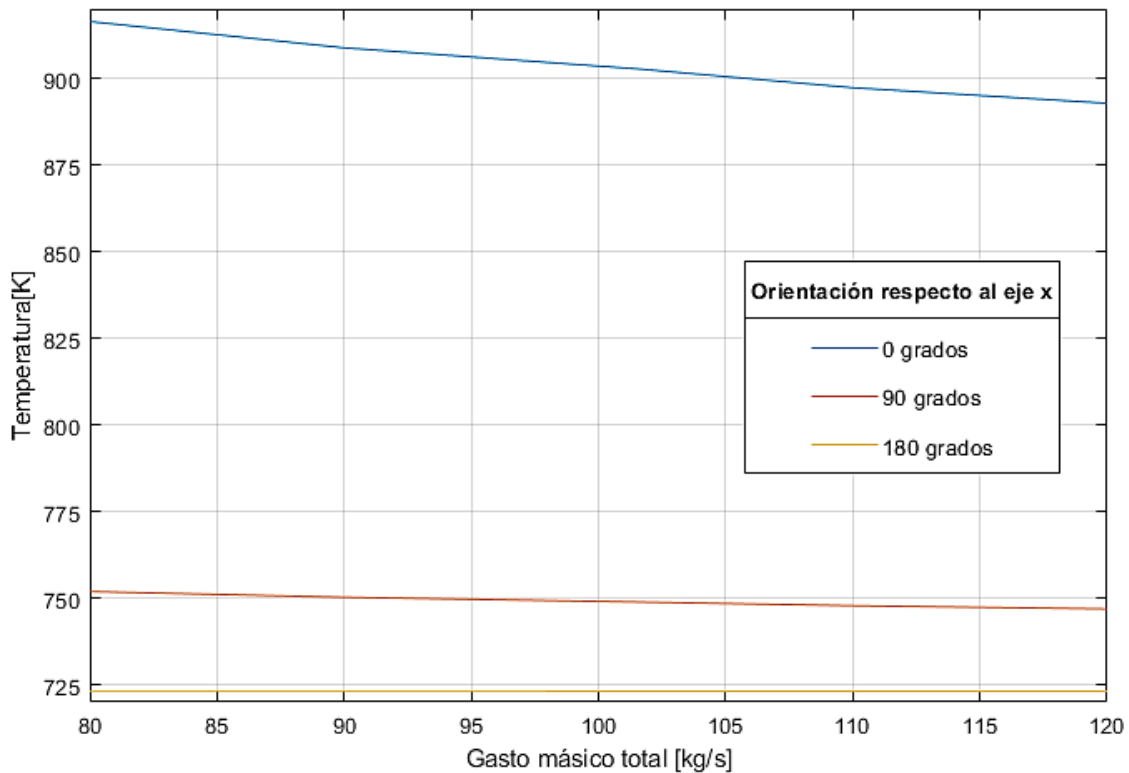


Fig. 4.26 Valores de temperatura en la pared exterior en las zonas más críticas del tubo en función del flujo másico de fluido

TABLA 4.4 RESULTADOS DE TEMPERATURAS EN EL TUBO EN LA ZONA ANTERIOR (A 0°) EN FUNCIÓN DEL FLUJO MÁSCO DEL TUBO

	80 kg/s	90 kg/s	101,5 kg/s	110 kg/s	120 kg/s
Pared exterior	916,36 K	908,79 K	902,74 K	897,28 K	892,79 K
Pared interior	877,50 K	869,80 K	863,54 K	858,10 K	853,54 K

La diferencia entre las temperaturas que se generan en la zona frontal del tubo entre los casos extremos de 80 y 120 kg/s es de casi 25°C, manteniéndose las temperaturas en las demás zonas del tubo casi constantes. Por lo tanto, el flujo másico es un parámetro que se debe ajustar a las necesidades de la planta en función de la época del año e incluso de los días, aumentando este en días más soleados y disminuyéndolo cuando el flujo de radiación sea menor.

El estudio de las tensiones equivalentes muestra que estas aumentan a medida que disminuye el flujo másico en el receptor.

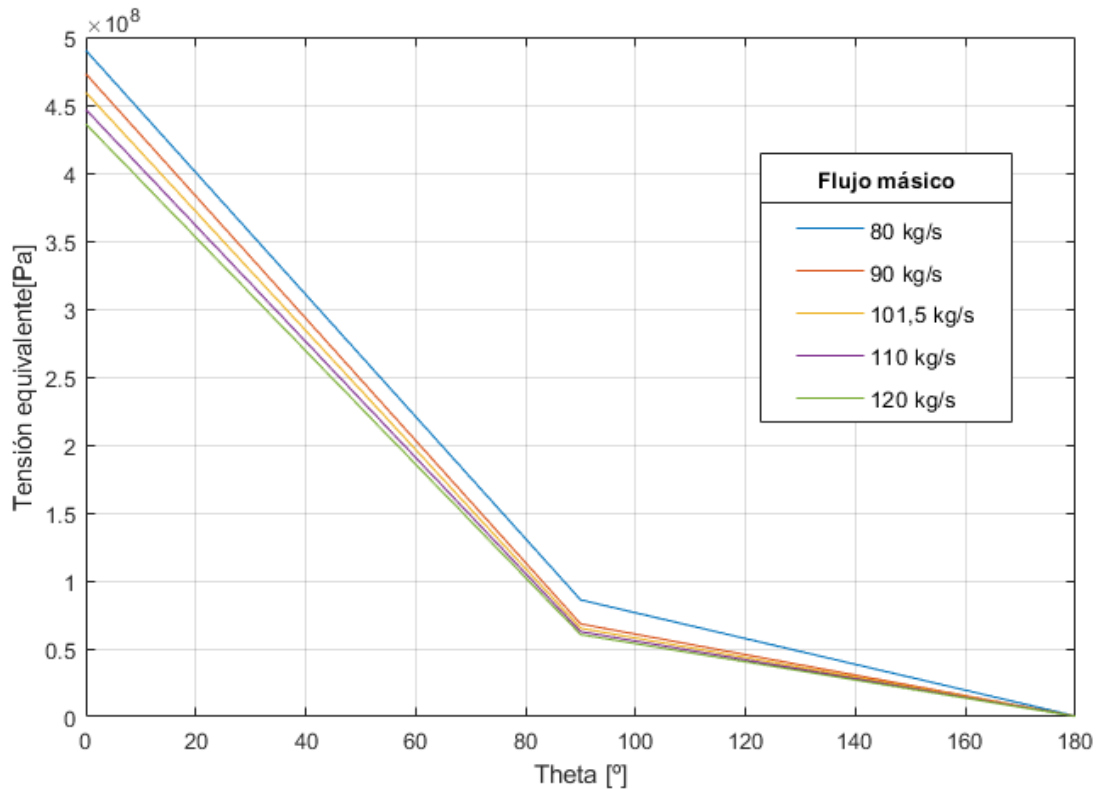


Fig. 4.27 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función del flujo máscico de fluido

Por tanto, para un óptimo funcionamiento se debe elegir un flujo máscico de valor intermedio, no demasiado elevado dado que se reduce la temperatura además de que se aumentaría el coste de funcionamiento, pero sin reducirlo tampoco demasiado de forma que se generaren unas tensiones que el tubo no pueda soportar.

4.7 Radiación incidente

El flujo de radiación incidente en el receptor depende de las condiciones geográficas de la planta además de la época del año e incluso de cada día, pero se puede ajustar a través del campo de heliostatos.

Como se ha comentado anteriormente, el caso nominal se ha realizado con un flujo de radiación de $0,7 \text{ MW/m}^2$, siendo este un flujo bastante elevado debido a que el tubo seleccionado se encontraba en la zona sur del receptor. Para conocer la influencia del flujo de radiación sobre el comportamiento del receptor se ha decidido simular cuatro casos más con diferentes flujos, dos por encima del nominal, a $0,9 \text{ MW/m}^2$ y a $1,1 \text{ MW/m}^2$, y dos por debajo, a $0,3 \text{ MW/m}^2$ y a $0,5 \text{ MW/m}^2$ siendo estos dos últimos valores mucho más comunes en plantas de torre termosolar.

En la figura 4.28 se puede observar que la variación de la temperatura en el tubo de unos casos a otros es muy elevada, tanto en la zona frontal como en los laterales del tubo.

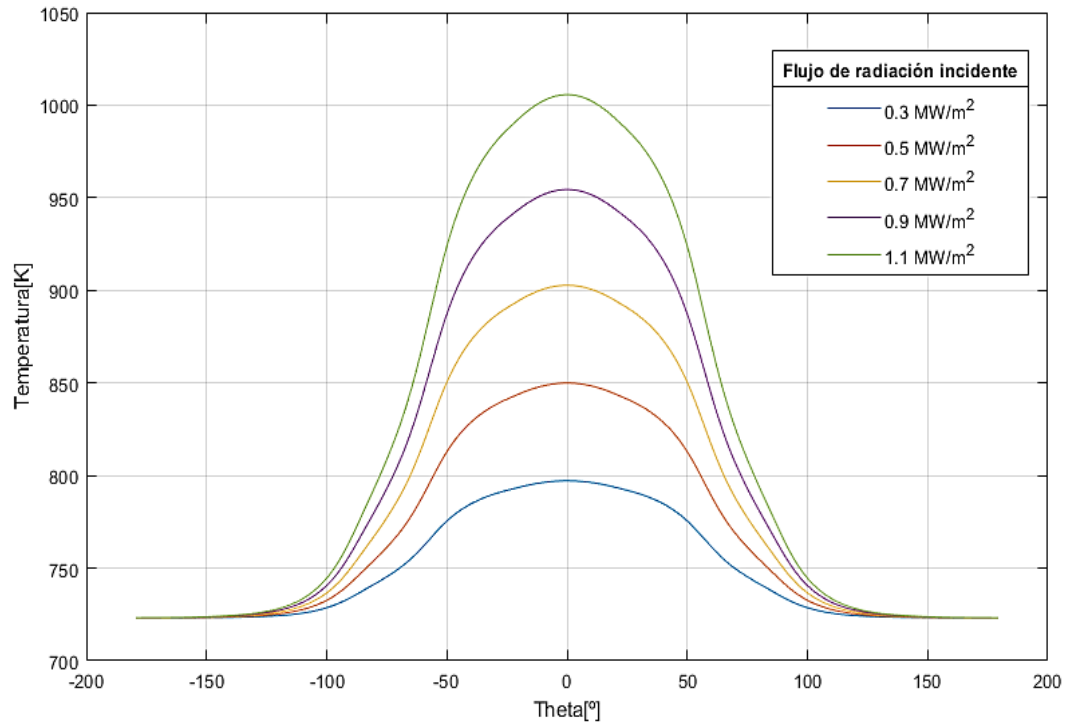


Fig. 4.28 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función del flujo de radiación incidente en el receptor

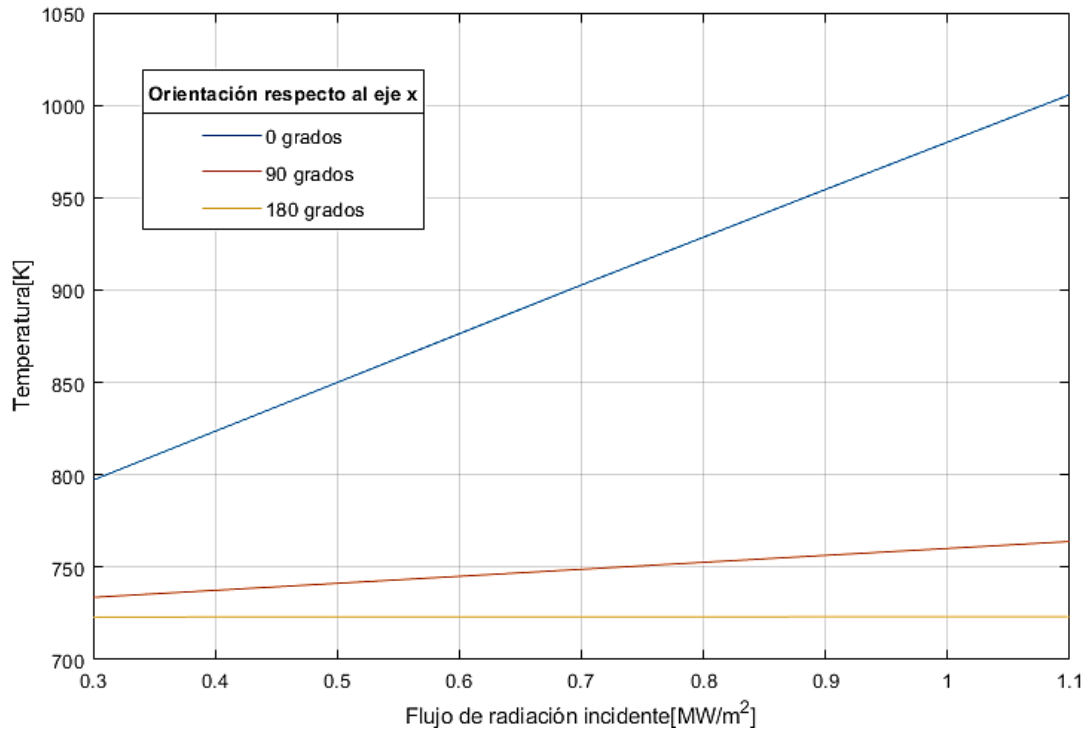


Fig. 4.29 Valores de temperatura en la pared exterior en las zonas más críticas del tubo en función del flujo de radiación incidente en el receptor

Además, las tensiones generadas en los flujos de radiaciones más altos son muy elevadas. Los tubos del receptor estarían sometidos a condiciones muy extremas que podrían llevar

a la rotura después de poco tiempo de funcionamiento, si estuvieran sometidos a tan elevadas tensiones, por lo tanto, se descarta trabajar con flujos de radiación superiores a $0,7 \text{ MW/m}^2$.

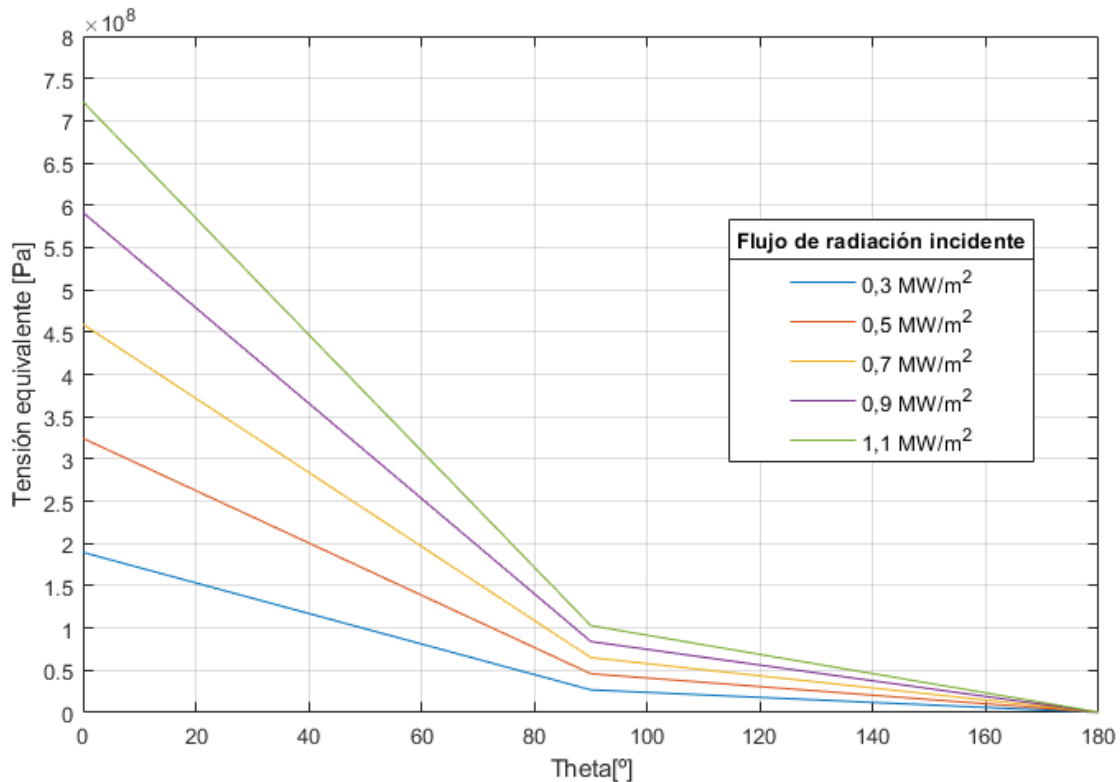


Fig. 4.30 Variación de las tensiones equivalentes generadas en el tubo en función del flujo de radiación incidente en el receptor

4.8 Velocidad del viento

Como se ha comentado anteriormente, el proceso de optimización del receptor se ha simplificado de forma que no se ha tenido en cuenta la velocidad del aire exterior. Para comprobar cómo varían los resultados sin realizar esta simplificación se ha decidido simular el caso nominal introduciendo varias velocidades de viento características de la zona en la que se sitúa la central Solar Two. Es importante realizar esta simulación para ver cómo varían los resultados obtenidos en este tipo de receptores, dado que los receptores externos tienen grandes ventajas sobre los de cavidad, pero su gran desventaja es que están directamente expuestos al ambiente y, por tanto, resultan más susceptibles a pérdidas producidas por agentes externos principalmente el viento.

En el desierto de Mojave suele haber cada año cuatro meses más ventosos y ocho meses más tranquilos. La velocidad media del viento durante el año es de aproximadamente 4 m/s . El día más ventoso suele ser en el mes de abril con una velocidad del viento de casi

8 m/s, pero tratándose de un fenómeno poco común en la zona. Por lo tanto, se han decidido simular varias posibles velocidades de viento a las que podría estar expuesto el receptor, además de un par de velocidades extremas para observar cómo varía la temperatura tanto en la pared exterior del tubo como en la interior.

Además, debe describirse el proceso a seguir para la simulación de estos casos dado que las condiciones de contorno de las fronteras, las llamadas paredes de radiación, difieren en este caso. Cada una de las tres paredes está caracterizada por sus propias condiciones. Se supondrá que el viento incide desde la superficie superior del dominio, en la pared de radiación 1 y, por lo tanto, la condición de contorno de esta pared es de tipo *velocity-inlet*. En ella se ha especificado la velocidad del viento correspondiente además de la condición de cuerpo negro con su temperatura de radiación equivalente cuyo proceso se ha descrito anteriormente. Las condiciones de contorno de la pared de radiación 2 y de la pared de radiación 3 son de tipo *pressure-outlet* y *pressure-inlet* respectivamente. Ambas simuladas como cuerpos negros con emisividad igual a 1 y temperatura de radiación equivalente.

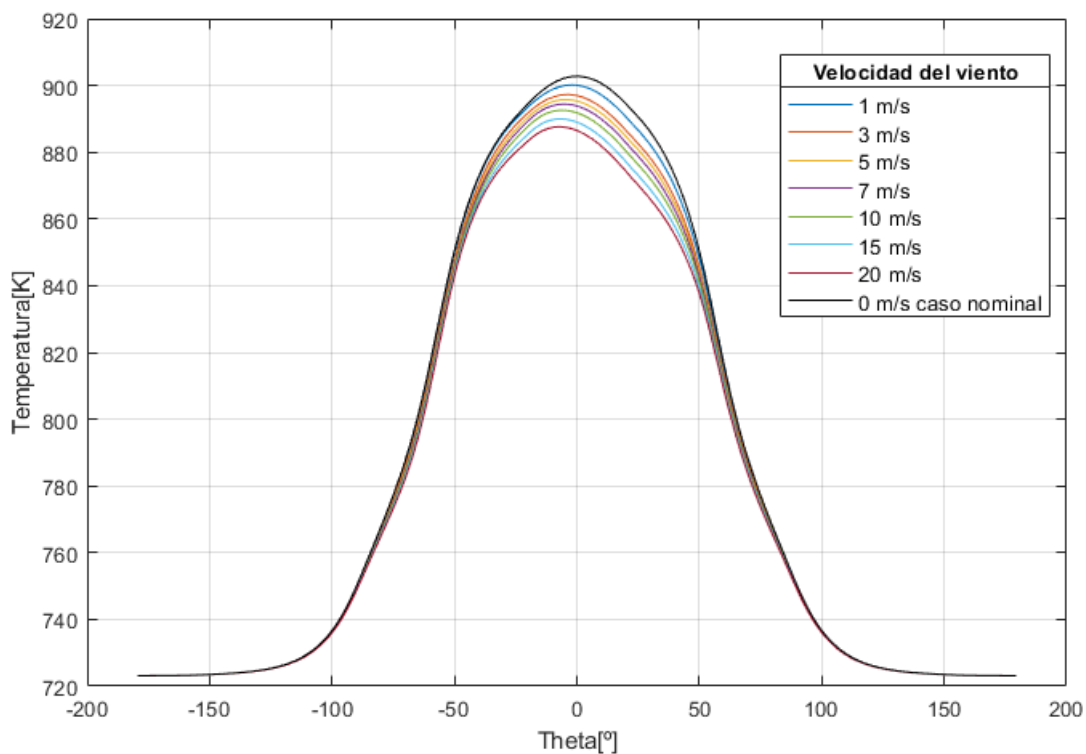


Fig. 4.31 Variación de la temperatura en la pared exterior del tubo en función de la velocidad del viento

TABLA 4.5
RESULTADOS DE TEMPERATURAS EN EL TUBO EN LA ZONA ANTERIOR (A 0°) EN FUNCIÓN
DE LA VELOCIDAD DEL VIENTO

	1 m/s	3 m/s	5 m/s	7 m/s	10 m/s	15 m/s	20 m/s	Caso nominal sin viento
Pared exterior	900,11 K	896,85 K	895,43 K	893,71 K	891,95 K	889,17 K	886,65 K	902,73 K
Pared interior	861,49 K	859,11 K	857,69 K	856,71 K	855,13 K	852,95 K	850,71 K	863,54 K

Se puede observar cómo, a medida que aumenta la velocidad del viento, la temperatura en la zona delantera del tubo disminuye. Con velocidades pequeñas de viento, las pérdidas son casi inapreciables, pero con velocidades más altas, como por ejemplo 20 m/s, la temperatura desciende casi 20°C en comparación con el caso nominal sin viento.

En todos los casos el flujo de radiación sobre el receptor es el mismo, lo que varía es el flujo de calor en la superficie del tubo, dado que decrece a medida que aumenta el viento, como se puede observar en la figura 4.32 en la que se muestra el flujo de calor en la pared externa del tubo para las velocidades extremas de viento de 1 m/s y 20 m/s en comparación con el caso nominal sin viento.

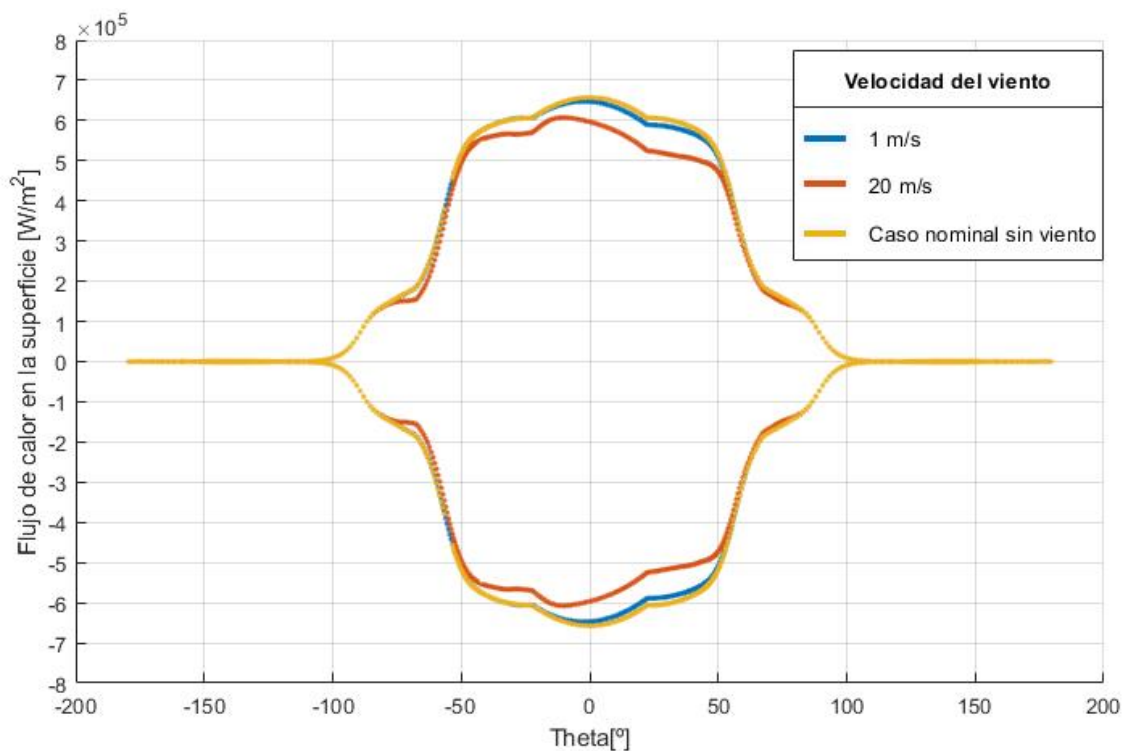


Fig. 4.32 Flujo de calor en la superficie externa del tubo para diferentes velocidades de viento

Se puede observar que las pérdidas para velocidades pequeñas son despreciables como se comentaba anteriormente, pero que el flujo de calor disminuye para velocidades más altas en la zona de incidencia del viento. Por lo tanto, el parámetro de viento repercute notablemente en la eficiencia del receptor y para cálculos más precisos en situaciones en las que la central se sitúe en zonas ventosas debe tenerse en cuenta dado que podría ser crítico a la hora de la estimación de flujos de radiación necesarios, dado que la temperatura de congelación de los fluidos de trabajo podría llegar a ser un gran inconveniente.

En el caso del receptor estudiado, dado que se situaba en el desierto de Mojave donde, como se ha comentado, la velocidad media anual del viento es de 3 m/s, este parámetro no afectaría en exceso a los cálculos realizados y por lo tanto las pérdidas no serán muy excesivas.

Capítulo 5 . Presupuesto del proyecto y entorno socio-económico

Se han estimado los costes económicos asociados al proyecto teniendo en cuenta tanto los gastos directos como los gastos indirectos que costaría realizarlo.

En primer lugar se ha realizado una estimación de los costes de recursos humanos, teniendo en cuenta tanto a la autora del proyecto como al tutor del mismo. Se supone a la autora como ingeniera recién titulada y, por lo tanto, se supone un coste de trabajo de 15€/hora. Las horas dedicadas por el tutor se han tenido en cuenta como horas de consultoría de ingeniero sénior cuyo coste asciende a 150€/hora. En cuanto a costes directos también se ha incluido el coste tanto de los equipos informáticos como de las licencias de los softwares utilizados para la simulación y el posprocesado de los datos, así como la amortización de los mismos. Los programas informáticos utilizados han sido el software MATLAB, cuya licencia anual tiene un precio de 800 euros, ANSYS Fluent, cuya licencia anual tiene un precio aproximado de 4000 euros y el paquete Microsoft Office con su coste de 400 euros.

Por otra parte, los gastos indirectos también deben ser tenidos en cuenta. Se han añadido los costes asociados a electricidad, internet, desplazamientos... suponiendo que equivalen a un 10% de los gastos directos totales.

TABLA 5.1 TABLA RESUMEN DE LOS COSTES DEL PROYECTO

Concepto	Coste (€)
Autoría del proyecto	15000
Consultoría	2250
Equipos informáticos	400
Licencia Microsoft Office	200
Licencia software MATLAB	400
Licencia software ANSYS Fluent	2000
Material y documentación	250
Costes indirectos	2050
TOTAL	22550

Como se ha comentado anteriormente, el receptor de la central Solar Two estuvo tres años en funcionamiento con un resultado óptimo en cuanto a las pruebas realizadas y el comportamiento, pero no tan bueno en cuanto a estado final del receptor. Con proyectos como este, que se ha demostrado que no necesitan elevados presupuestos, se conseguiría aumentar la vida útil de estas centrales y reducir las paradas inesperadas debidas a roturas de tubos o a cambios por deterioro de estos, además de aumentar su eficiencia. En cuanto al impacto medioambiental de este proyecto, el real ha sido nulo dado que se encuentra en formato digital, y el futuro podría ayudar a fomentar las energías renovables, sobre todo la termosolar que se ha demostrado que tiene un potencial mucho mayor que el actual, y conseguir además reducir su coste. De esta forma la contaminación emitida se reduciría progresivamente.

Se debe tener en cuenta que tanto el sodio fundido como el LBE son metales fundidos que ofrecen muy buen comportamiento, pero que requieren para su utilización ciertas medidas de seguridad. El sodio, que se ha elegido como el material óptimo para el diseño del receptor de este proyecto, produce una fuerte reacción en contacto con el agua y han ocurrido accidentes que demuestran la importancia de las medidas de seguridad fuertes que se necesitan.

Otro aspecto ambiental es el impacto visual de las estructuras y del tendido eléctrico además de la muerte de aves tanto por el tendido como por las altas temperaturas del receptor. En cuanto al impacto visual, es importante, pero cabe destacar que estas plantas suelen situarse en zonas apartadas de la población y además el terreno necesario para producir grandes niveles de potencia es menor en comparación con otras fuentes de energía.

Además, durante la construcción e implementación de las centrales termosolares se genera en la zona un gran número de puestos de trabajo en este sector y, una vez puesta en funcionamiento, también se necesita más personal de perfiles técnicos para asegurar su correcto funcionamiento además de las importantes labores de mantenimiento.

En conclusión, tanto a nivel medioambiental como a nivel social, el estudio y la optimización de los receptores de las centrales y el consecuente aumento de sus rendimientos es muy beneficioso

Capítulo 6 . Planificación del proyecto

TABLA 6.1 PLANIFICACIÓN DEL PROYECTO				
Etapa	Descripción de la tarea	Inicio	Número de días	Fin
ESTUDIOS PREVIOS	Búsqueda de documentación, estado del arte	01/02/2019	7	08/02/2019
	Problemas receptores	05/02/2019	6	11/02/2019
CONOCIMIENTO SOFTWARE ANSYS FLUENT	Comprensión y manejo del software	10/02/2019	7	17/02/2019
	Selección de la geometría y diseño	15/02/2019	7	22/02/2019
	Mallado	22/02/2019	11	05/03/2019
	Simulaciones de optimización separaciones	28/02/2019	10	10/03/2019
POSTPROCESO	Estudio y comprensión del software MATLAB	10/03/2019	8	18/03/2019
	Elaboración de los códigos necesarios	13/03/2019	6	19/03/2019
	Análisis de los resultados de separaciones	18/03/2019	5	23/03/2019
SIMULACIONES PARÁMETROS	Diseño de los diferentes parámetros	22/03/2019	15	06/04/2019
	Simulación de los diferentes casos	05/04/2019	17	22/04/2019
	Análisis y optimización resultados	20/04/2019	15	05/05/2019
REDACCIÓN DEL PROYECTO	Introducción y objetivos	27/04/2019	10	07/05/2019
	Descripción del proceso	03/05/2019	25	28/05/2019
	Estudio económico	15/05/2019	5	20/05/2019
	Conclusiones y futuro	20/05/2019	10	30/05/2019

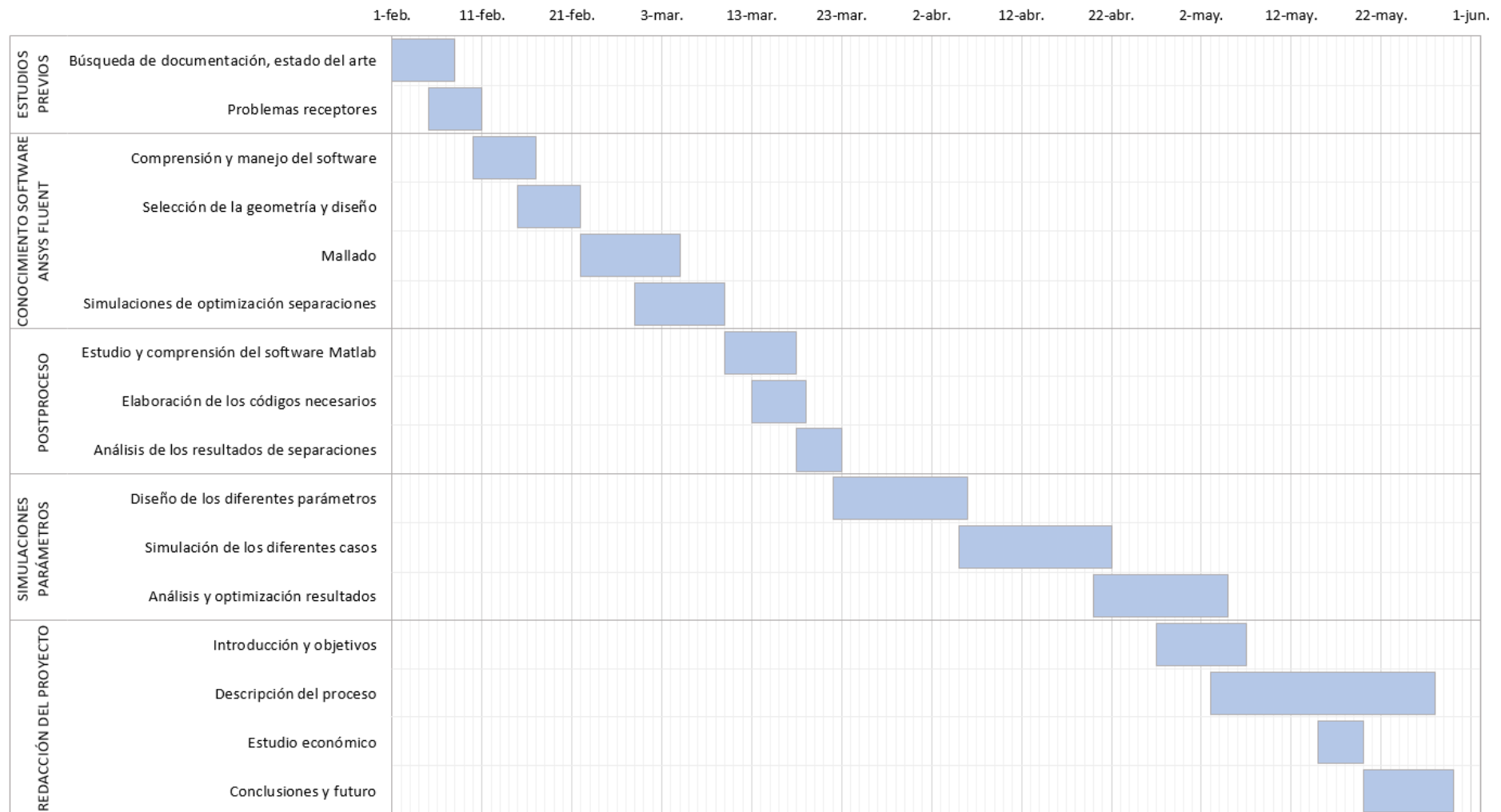


Fig. 6.1 Diagrama de Gantt de la planificación del proyecto

Capítulo 7 . Conclusiones

El propósito de este trabajo ha sido conocer la influencia de los parámetros, tanto geométricos como de funcionamiento, en el comportamiento de un receptor externo cilíndrico y realizar un análisis de estos para conseguir una optimización del receptor. Para ello se ha creado un modelo nominal simplificado bidimensional con las características de un receptor real y simulado durante el estado estacionario de operación. A partir de este modelo se han realizado pruebas con diferentes geometrías, así como diferentes fluidos de trabajo y materiales de los tubos. También se ha estudiado la influencia de parámetros como el flujo de radiación incidente, la temperatura media del fluido y el flujo másico que circula por los tubos.

En primer lugar, se ha realizado una optimización de la geometría, estudiando las separaciones entre tubos además de la separación trasera entre los tubos y la pared posterior. Los resultados del primer estudio han sido muy interesantes, dado que a medida que se aumentaba la separación entre tubos se permitía el paso de mayor flujo de radiación y, por lo tanto, se producía un aumento de la temperatura de trabajo sin tener que modificar ningún otro parámetro. La conclusión respecto a las separaciones laterales es que una separación de aproximadamente el 9% del valor del diámetro externo del tubo es suficiente para aumentar la eficiencia del receptor, dado que se maximiza la radiación incidente, pero sin tener que aumentar los costes económicos que supondría una modificación de los tamaños de los paneles. En cuanto a la separación trasera, los resultados que se han obtenido muestran que esta no influye de forma importante en el comportamiento del receptor y por esto este parámetro no necesita optimizarse.

En cuanto al estudio de las condiciones de funcionamiento, se ha llegado a la conclusión de que cuanto mayor sea el flujo de radiación incidente, mayores temperaturas de trabajo se conseguirán. Además, para un mismo flujo de radiación, disminuyendo el flujo másico del receptor se consigue también aumentar la temperatura de trabajo. Y en cuanto a la influencia de la temperatura media, se ha comprobado que cuanto mayor sea esta, mejores resultados se obtendrán en la central. Todas estas afirmaciones han llevado a la conclusión de que el principal parámetro limitante en el receptor es la limitación de la temperatura a la que está expuesto, principalmente por el material de los tubos y el fluido de trabajo, por tanto, se han optimizado estos parámetros para conseguir que funcione a temperaturas ligeramente superiores, aumentando de esta forma la eficiencia de la planta de forma

notable, teniendo en cuenta también el otro gran problema que surge en los tubos, la corrosión, debido al ambiente corrosivo al que están expuestos en contacto con el fluido de trabajo. Por tanto, se ha llegado a la conclusión de que como fluido de trabajo los metales fundidos como el sodio y el LBE tienen un gran futuro, dado que por su alta conductividad ayudan a refrigerar la temperatura de las paredes del tubo permitiendo así aumentar la temperatura de trabajo y reduciendo las tensiones que se generan de esta forma. Estos fluidos, sobre todo el LBE, se encuentran aún en fase de investigación, pero posiblemente se traten de una buena opción para aumentar el rendimiento de las torres termosolares. Otro de los parámetros que se debe optimizar para permitir estos cambios es el material de los tubos del receptor, dado que el acero inoxidable que se está utilizando actualmente en la mayoría de plantas tiene una temperatura máxima de funcionamiento de 600°C. En este trabajo se ha demostrado que materiales como el Inconel Alloy 800H podrían ofrecer unas mejores características de funcionamiento para este tipo de receptores.

- Trabajos futuros

Para completar este proyecto sería interesante realizar un mismo estudio simulando el receptor en tres dimensiones o incluso combinando este estudio con otros que se han realizado optimizando el número de paneles del receptor o el número de tubos por panel que serían ideales en un receptor.

Para concluir, en esta línea de investigación podrían aportarse multitud de investigaciones nuevas como nuevos diseños de receptor, como por ejemplo en estrella, o nuevos tipos de tubos, como el tubo bayoneta o el elíptico.

Capítulo 8 . Bibliografía

- [1] Department of Economic and Social Affairs, «Probabilistic Population Projections based on the World Population Prospects: The 2017 Revision,» Naciones Unidas. <http://esa.un.org/unpd/wpp/>. (acceso: 1 Mayo 2019).
- [2] «Energía renovable para abastecer a todo el planeta,» *National Geographic*, 2018.
- [3] Comisión Europea, «Perspectivas de la evolución mundial hasta 2030 en los ámbitos de la energía, la tecnología y la política climática,» Comisión Europea. https://ec.europa.eu/research/energy/pdf/key_messages_es.pdf. (acceso: 1 Mayo 2019).
- [4] Organización Mundial de la Salud, «7 millones de muertes cada año debidas a la contaminación atmosférica,» OMS Organización Mundial de la Salud. <https://www.who.int/mediacentre/news/releases/2014/air-pollution/es/>. (acceso: 2 Mayo 2019).
- [5] «Renovables en el mundo y en Europa,» APPA Asociación de Empresas de Energías Renovables. <https://www.appa.es/energias-renovables/renovables-en-el-mundo-y-en-europa/>. (acceso: 3 Mayo 2019).
- [6] J. Casas Úbeda et al., Educación Medioambiental, España: Club Universitario, 2012.
- [7] G. Ruiz, «Historia Energía Renovable,» Erenovable.com. <https://erenovable.com/historia-energia-renovable/>. (acceso: 4 Mayo 2019).
- [8] «Energía eólica. Qué es, cómo funciona, ventajas y desventajas,» Factorenergía. <https://www.factorenergia.com/es/blog/eficiencia-energetica/energia-eolica/>. (acceso: 9 Mayo 2019).
- [9] «¿Cómo se transforma el viento en energía?,» Iberdrola. <https://www.iberdrola.com/te-interesa/medio-ambiente/energia-eolica>. (acceso: 9 Mayo 2019).
- [10] Blog Structuralia. <https://blog.structuralia.com/la-presa-gordon-la-mas-alta-de-todo-el-estado-de-tasmania-australia>. (acceso: Mayo 2019).
- [11] M. Andrews, «Train link central to latest Ironbridge Power Estation plans,» Shropshire Star. <https://www.shropshirestar.com/news/local-hubs/telford/ironbridge/2019/05/08/train-link-central-to-latest-ironbridge-power-station-plans/>. (acceso: 12 Mayo 2019).
- [12] G. López Sánchez, «Enterrar el CO2, posible solución contra el cambio climático,» *ABC*, Junio 2016.
- [13] «Energía solar,» <https://solar-energia.net/>. (acceso: 5 Mayo 2019).
- [14] B. Müller, «El futuro de la energía solar,» *Investigación y ciencia*, 2012.
- [15] «Global Renewable Generation Continues its Strong Growth, New IRENA Capacity Data Shows,» IRENA. <https://www.irena.org/newsroom/pressreleases/2018/Apr/Global-Renewable-Generation-Continues-its-Strong-Growth-New-IRENA-Capacity-Data-Shows>. (acceso: 9 Mayo 2019).

- [16] «Breaking down the elements of an energy efficient building,» Energy Transition. <https://energytransition.org/2017/11/breaking-down-the-elements-of-an-energy-efficient-building/>. (acceso: 10 Mayo 2019).
- [17] V. Acosta, «Planta de energía solar es el camino del futuro,» Debate. <https://www.debate.com.mx/losmochis/Planta-de-energia-solar-es-el-camino-del-futuro-20160107-0096.html>. (acceso: 10 Mayo 2019).
- [18] «Energía solar: presente y futuro,» Quetzal ingeniería. <https://www.quetzalingenieria.es/energia-solar-presente-y-futuro/>. (acceso: 10 Mayo 2019).
- [19] «Energía solar,» ACCIONA. <https://www.acciona.com/es/energias-renovables/energia-solar/>. (acceso: Mayo 2019).
- [20] «Los expertos auguran un brillante futuro para la energía solar,» Cleantecg Camp. <https://www.cleantechcamp.com/los-expertos-auguran-brillante-futuro-energia-solar/>. (acceso: Mayo 2019).
- [21] Greenpeace, SolarSPACES and ESTELA, «Solar Thermal Electricity, Global Outlook 2016,» 2016.
- [22] S. Kalogirou y G. Panayiotou, «EVALUATION OF A PARABOLIC TROUGH COLLECTOR PERFORMANCE,» 2012.
- [23] Alternative energy tutorials. <http://www.alternative-energy-tutorials.com/solar-hot-water/parabolic-trough-reflector.html>. (acceso: 10 Mayo 2019).
- [24] Abengoa. <http://www.abengoa.es/web/en/novedades/mojave/imagenes/>, (acceso: 13 Mayo 2019).
- [25] S. G. Garrido, «Principios de funcionamiento de las centrales solares termoeléctricas,» de *Guía técnica de la energía Solar Termoeléctrica*, Madrid, Gráficas Arias Montano, S.A., 2012, pp. 13-51.
- [26] A. L. Muñoz, «Producción de hidrógeno a partir de energía solar. Panorama en Colombia,» vol. 5, n° 5, 2015.
- [27] W. Stine y R. Diver, «A Compendium of Solar Dish/Stirling Technology,» 1994.
- [28] «Solar Thermal Energy,» Solar Thermal Energy. <http://docplayer.net/54886861-Information-job-sheet-2-collecting-thermal-energy-basic-operation.html>. (acceso: 16 Mayo 2019).
- [29] SENER. <http://www.ingenieriaayconstruccion.sener/proyecto/gemasolar>. (acceso: 15 Mayo 2019).
- [30] M. Wagner, «Simulation and Predictive Performance Modeling of Utility-Scale Central Receiver System Power Plants,» 2008.
- [31] SunLab;SnapShot, «Solar Two,» 1998.
- [32] H. Really y G. Kolb, «An Evaluation of Molten-Salt Power Towers Including Results of the Solar Two Project,» 2001.

-
- [33] J. Pacheco, «Final Test and Evaluation Results from the Solar Two Project,» Sandia National Laboratories, Albuquerque, 2002.
- [34] «Energía Termosolar III: Torre Solar,» GMD Solutions. <http://gmdsol.com/energia-termosolar-iii-torre-solar/>. (acceso: Mayo 2019).
- [35] R. Dieterich, «24 Hour Solar Energy: Molten Salt makes it possible, and prices are falling fast,» Inside climate news. <https://insideclimatenews.org/news/16012018/csp-concentrated-solar-molten-salt-storage-24-hour-renewable-energy-crescent-dunes-nevada>. (acceso: 18 Mayo 2019).
- [36] M. M. Pelayo, «Diseño y optimización del campo solar de un sistema de receptor central con sobrecalentamiento de vapor,» Trabajo de Fin de Carrera, Escuela Superior de Ingenieros de Sevilla, Sevilla, España. Disponible en: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/4260/direccion/Memoria+PFC%252F>.
- [37] «Abengoa, empresa líder en desarrollo termosolar,» Helio noticias. <http://helionoticias.es/abengoa-empresa-lider-en-desarrollo-termosolar/>. (acceso: 11 Mayo 2019).
- [38] «Central termosolar Crescend Dunes,» Grupo cobra. <http://www.grupocobra.com/proyecto/central-termosolar-crescent-dunes/>. (acceso: 15 Mayo 2019).
- [39] J. M. Jebamalai, «Receiver Design Methodology for Solar Tower Power Plants,» Master Thesis, Department of Energy Technology, KTH School of Industrial Engineering and Management, Estocolmo, Suecia, 2016.
- [40] SUNCNIM. <https://www.suncnim.com/en/company/discover-suncnim>. (acceso: 16 Mayo 2019).
- [41] M. Romero-Álvarez y E. Zarza, «Concentrating Solar Thermal Power,» Taylor and Francis Group, 2007.
- [42] D. González Fuentes, «Estudio de las Diferentes Tipologías de Receptores Volumétricos en Centrales Termosolares,» Trabajo fin de grado, Universidad de Sevilla, Sevilla. Disponible en: <http://bibing.us.es/proyectos/abreproy/5294/fichero/Proyecto+Fin+de+Carrera.pdf>.
- [43] «CENTRALES TERMOSOLARES,» Energías Renovables 593. <https://energiasrenovables593.wordpress.com/2017/04/22/centrales-termosolares/>. (acceso: 15 Mayo 2019).
- [44] O. Behar, A. Khellaf y K. Mohammedi, «A review of studies on central receiver solar thermal power plants,» *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 23, pp. 12-39, Jul. 2013.
- [45] F. Molina Venegas y C. Navarro Quesada, «ESTUDIO DE IMPACTO AMBIENTAL DE UNA CENTRAL,» Trabajo fin de máster, Escuela de Organización Industrial, Madrid, España, 2010. [En línea]. Disponible en: <https://www.eoi.es/es/savia/publicaciones/19866/proyecto-fin-de-master-estudio-de-impacto-ambiental-de-una-central-termosolar>.

- [46] M. J. Wagner, «Simulation and Predictive Performance Modeling of Utility-Scale Central Receiver System Power Plants,» Tesis doctoral, Universidad de Wisconsin, Madison, 2008. [En línea] Disponible: <http://catalog.hathitrust.org/Record/008453132>.
- [47] M. R. Rodríguez-Sánchez, C. Marugan-Cruz, A. Acosta-Iborra y D. Santana, «Comparison of simplified heat transfer models and CFD simulations for molten salt external receiver,» *Applied Thermal Engineering*, vol. 73, nº 1, pp. 993-1005, Dic. 2014. [En línea]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431114007686>. Acceso: Mayo, 2019.
- [48] C. E. Tyner, P. J. Sutherland y W. R. Gould, «Solar Two: A Molten Salt Power Tower Demonstration,» SCE, DOE y Sandia National Laboratories, 1995.
- [49] «Atlas Steels,» www.atlassteels.com.au. (acceso: 3 Mayo 2019).
- [50] M. R. Rodríguez Sánchez, «On the design of solar external receivers,» Tesis doctoral, Dpto de Ingeniería Térmica y Fluidos, Universidad Carlos III de Madrid, Leganés, España, 2015. [En línea]. Disponible en: https://www.openaire.eu/search/publication?articleId=dedup_wf_001::d351da66582b083de1e5f808adfa9ed7.
- [51] J. Z. Park, «DEVELOPMENT OF A RELATIONAL ENERGY BALANCE FOR ADDITIVE MANUFACTURING,» Tesis doctoral, Dto de Ingeniería de Ciencias y Mecánica, Universidad Estatal de Pensilvania, Estados Unidos, 2015. [En línea]. Disponible en: <https://etda.libraries.psu.edu/catalog/26443>, 2015.
- [52] «Special Metals,» www.especialmetals.com. (acceso: 4 Mayo 2019).
- [53] L. Heller, «Literature Review on Heat Transfer Fluids and Thermal Energy Storage Systems in CSP Plants,» Solar Thermal Energy Research Group, Stellenbosch University, Sudáfrica, 2013.
- [54] F. P. Incropera y D. P. DeWitt, Fundamentos de Transferencia de Calor, 4ª edición, México, 1999.
- [55] R. I. Dunn, P. J. Hearps y M. N. Wright, «Molten-Salt Power Towers: Newly Commercial Concentrating Solar Storage,» *Proceedings of the IEEE*, vol. 100, nº 2, pp. 504-515, Feb. 2012.
- [56] A. B. Zavoico, «Solar Power Tower Design Basis Document,» Sandia National Laboratories, 2001.
- [57] W. Hering, R. Stieglitz y T. Wetzel, «Application of liquid metals for solar energy systems,» *EPJ Web of Conferences*, vol. 33, 2012. [En línea]. Disponible en: <https://www.openaire.eu/search/publication?articleId=doajarticles::a149065972d2927e480dfc3807296e95>. Acceso: mayo 2019.
- [58] M. Wang, S. Qiu, Y. Wu, W. Tian y G. Su, «Numerical research on local heat transfer distribution of liquid sodium turbulent flow in an annulus,» *Progress in Nuclear Energy*, vol. 65, 2013.

- [59] K. Morita, W. Maschek, M. Flad, H. Yamano y Y. Tobita, «Thermophysical Properties of Lead-Bismuth Eutectic Alloy in Reactor Safety Analyses,» *Journal of Nuclear Science and Technology*, vol. 43, nº 5, 2006.
- [60] R. S. Feijão Almeida de Oliveira, «Modelling a solar power tower external receiver in Engineering Equation Solver,» Tesis doctoral, Universidad de Lisboa, Portugal, 2017. [En línea]. Disponible en: https://fenix.tecnico.ulisboa.pt/downloadFile/281870113703728/MSc%20Thesis_Rita%20Feijao_MEGE_April%202017.pdf.
- [61] ANSYS, «ANSYS Fluent User's Guide,» 2014.
- [62] A. Villamizar Hernández, «Aplicación de un modelo turbulento bidimensional para la simulación de flujo a superficie libre en un canal horizontal,» Tesis doctoral, Universidad Nacional de Colombia, Colombia, 2014. .
- [63] B. E. Hefni y C. Bourdil, «Dynamic detailed model of a molten salt tower receiver, with ThermoSysPro library: Impacts of several failures or operational transients on the receiver dynamic behavior,» *AIP Conference Proceedings*, vol. 1850, nº 1, jun. 2017. [En línea]. Disponible en: <http://dx.doi.org/10.1063/1.4984357>. Acceso: mayo 2019.
- [64] R. F. Arcentales Arcentales, «DISEÑO DE INTERCAMBIADORES DE CALOR UTILIZANDO EL LENGUAJE DE PROGRAMACIÓN JAVA,» Trabajo fin de grado, Universidad Central de Ecuador, Ecuador, 2015.
- [65] M. Rodríguez-Sánchez, C. Marugán-Cruz, A. Acosta-Iborra y D. Santana, «Thermo-mechanical modelling of solar central receivers: Effect of incident solar flux resolution,» *Solar Energy*, vol. 165, pp. 43-54, May. 2018. [En línea]. Disponible en: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0038092X18302147>. Acceso: mayo 2019.

Anexo A: Modelos de turbulencia y de radiación

En este anexo se presentan las comprobaciones realizadas para asegurar la correcta selección de los modelos de turbulencia y de radiación a la hora de realizar la simulación en Ansys Fluent, además de los respectivos modelos teóricos utilizados por el software para las selecciones finales de dichos modelos.

Como modelo de turbulencia se eligió el modelo k-épsilon Realizable con tratamiento mejorado de pared dado que es el que mejores prestaciones ofrece en un estudio como el realizado en este trabajo. Para comprobar que esta elección ha sido correcta se ha realizado la simulación del caso nominal de estudio para cada uno de los posibles modelos de turbulencia que podrían adaptarse a la geometría realizada. Se han postprocesado los resultados en MATLAB para mostrar la variación de la temperatura en la pared externa en función del ángulo del tubo para cada modelo

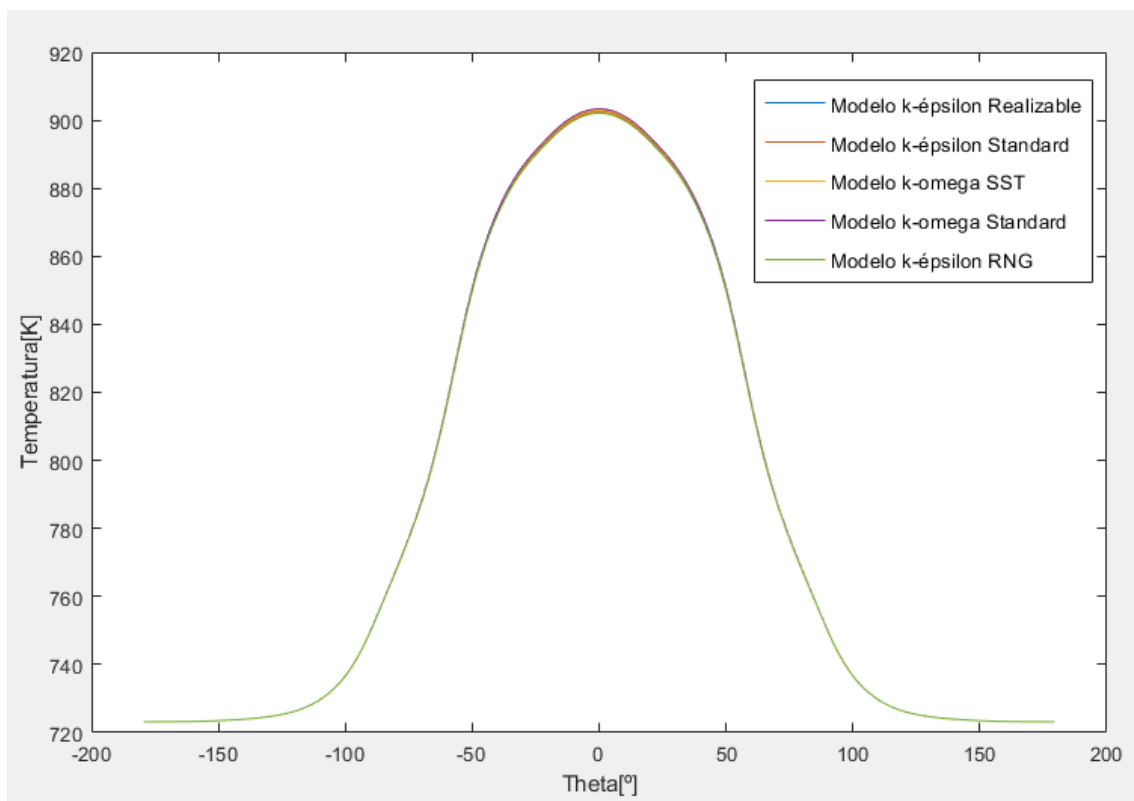


Fig. A.1 Variación de la temperatura en el tubo para diferentes modelos de turbulencia

Se puede observar que los resultados obtenidos no varían sustancialmente. Por lo tanto, para el estudio de las temperaturas en las superficies podría haberse elegido otro modelo de turbulencia y haberse obtenido resultados que se aproximan a los reales. Pero cabe destacar que el comportamiento de estos modelos no es igual, como se puede observar

comparando las figuras A.2 y A.3 donde se muestran dos soluciones de la distribución de temperaturas en el tubo

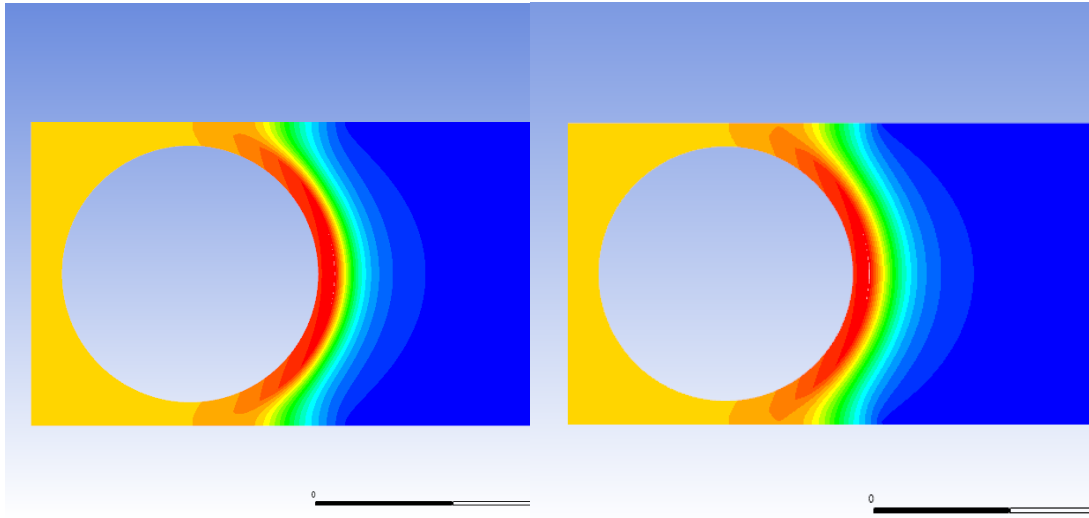


Fig. A.2 Distribución de las temperaturas en el tubo. Modelo k- ϵ RNG (izquierda) y k- ϵ standard (derecha)

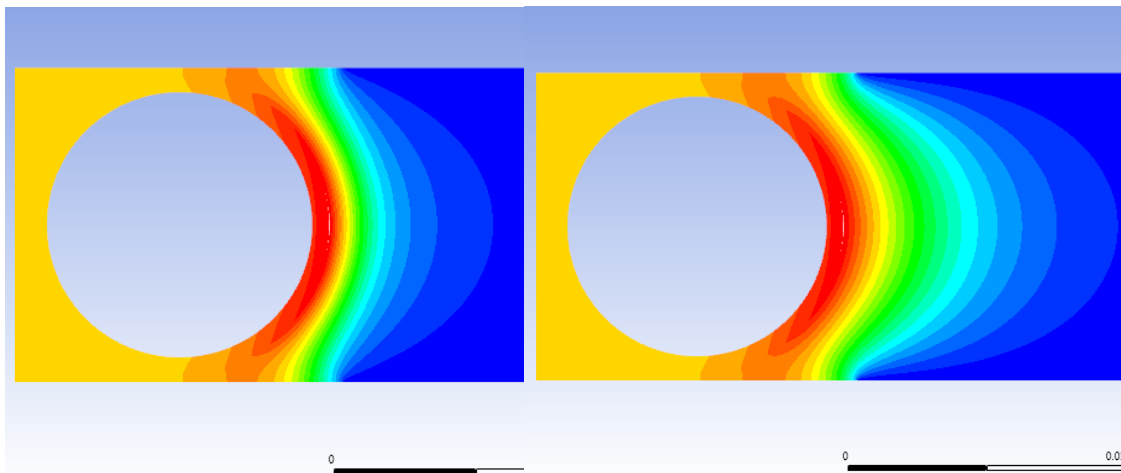


Fig. A.3 Distribución de las temperaturas en el tubo. Modelo k- ω SST (izquierda) y k- ω standard (derecha)

Se puede observar que el tratamiento en la zona anterior al tubo es diferente para cada caso y si el objetivo fuese estudiar esas zonas debería seleccionarse el modelo más idóneo para cada estudio.

Por lo tanto, y como se ha indicado anteriormente, para el caso de estudio de este trabajo es suficiente con utilizar un modelo k- ϵ , dado que son computacionalmente más baratos, y es innecesario utilizar un modelo k- ω , dado que suelen utilizarse para geometrías más complejas.

La selección del tipo de modelo viscoso ha sido modelo turbulento, basándose en diversos artículos referidos a estudios de receptores termosolares en CFD, los cuales resuelven las simulaciones con este modelo, siendo validado de esta forma [50]. Posteriormente se ha realizado una comparación de los resultados obtenidos en este estudio suponiendo un modelo laminar y se ha comparado con el modelo turbulento utilizado, obteniendo unos resultados prácticamente iguales. Por tanto, se concluye que, dado que estos estudios no tienen una componente hidrodinámica importante, el resultado resulta independiente del modelo viscoso que se elija para resolverlo.

En cuanto a los modelos de radiación, se ha comprobado que el único modelo que ha conseguido simular el caso que se proponía en este trabajo ha sido el modelo DO, el cual fue elegido por todas sus características. Se adjunta un análisis de los resultados obtenidos por cada uno de los modelos en la figura A.4 donde se puede observar que ni el modelo de radiación P1 ni el Roosevelt han obtenido resultados en la pared externa del tubo que se acerquen a los reales.

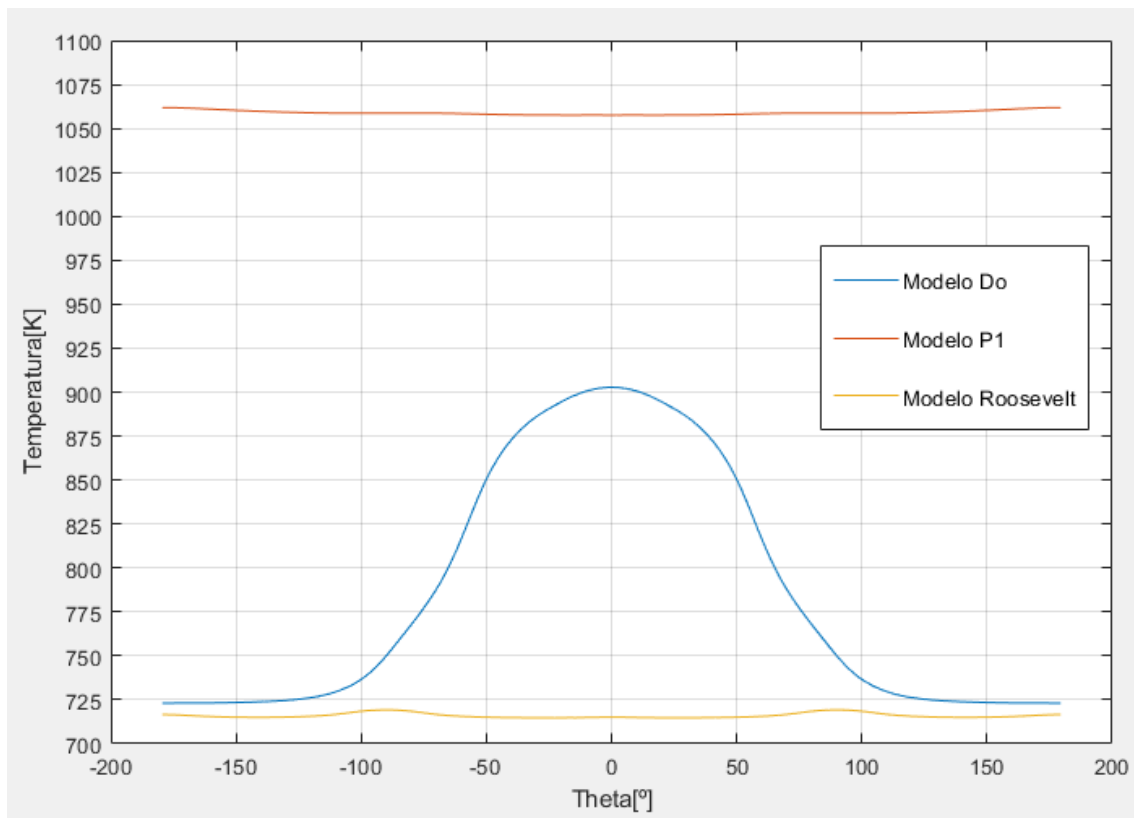


Fig. A.4 Variación de la temperatura en el tubo para diferentes modelos de radiación

A continuación se procede a exponer el modelo teórico de resolución aplicado por el software Ansys Fluent para el modelo de radiación y el modelo viscoso, utilizados en este proyecto.

La resolución de los modelos de radiación se basa en la ecuación de transferencia radiativa (RTE) que se muestra en la expresión A.1.

$$\frac{dI(\vec{r}, \vec{s})}{ds} + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (A.1)$$

Donde:

- \vec{r} es el vector de posición
- \vec{s} es el vector de dirección
- \vec{s}' es el vector de dirección de dispersión
- s es la longitud de la trayectoria
- a es el coeficiente de absorción
- n es el índice de refracción
- σ_s es el coeficiente de dispersión
- σ es la constante de Stefan-Boltzmann
- I es la intensidad de radiación, que depende de la posición (\vec{r}) y la dirección (\vec{s})
- T es la temperatura local
- Φ es la función de fase
- Ω' es el ángulo sólido

El modelo DO elegido para el análisis de este proyecto, resuelve esta ecuación para un número finito de ángulos sólidos discretos, cada uno asociado con un vector de dirección \vec{s} expresado en sistema cartesiano. Por tanto, el modelo DO considera la ecuación RTE en la dirección \vec{s} como una ecuación de campo expresándola según la ecuación A.2.

$$\nabla(I(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a + \sigma_s) I(\vec{r}, \vec{s}) = an^2 \frac{\sigma T^4}{\pi} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \quad (A.2)$$

Además, el modelo elegido permite la simulación de radiación no gris usando un modelo de bandas grises. La ecuación RTE para la intensidad espectral se expresa sustituyendo el valor de intensidad de radiación I por el de I_λ como se muestra en la expresión A.3.

$$\begin{aligned} \nabla(I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \vec{s}) + (a_\lambda + \sigma_s) I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}) \\ = a_\lambda n^2 I_{b\lambda} + \frac{\sigma_s}{4\pi} \int_0^{4\pi} I_\lambda(\vec{r}, \vec{s}') \Phi(\vec{s}, \vec{s}') d\Omega' \end{aligned} \quad (A.3)$$

Donde:

- λ es la longitud de onda
- a_λ es el coeficiente de absorción espectral
- $I_{b\lambda}$ es la intensidad de cuerpo negro

La emisión del cuerpo negro en la banda de longitud de onda por unidad de ángulo sólido viene descrita en la ecuación A.4.

$$[F(0 \rightarrow n\lambda_2 T) - F(0 \rightarrow n\lambda_1 T)] n^2 \frac{T^4 \sigma}{\pi} \quad (A.4)$$

Donde $F(0 \rightarrow n\lambda T)$ es la fracción de energía radiante emitida por un cuerpo negro en un intervalo de longitudes de onda desde 0 hasta λ a una temperatura T .

La intensidad total $I(\vec{r}, \vec{s})$ en cada dirección (\vec{s}) en la posición (\vec{r}) es computarizada usando la expresión A.5

$$I(\vec{r}, \vec{s}) = \sum_n I_{\lambda_k}(\vec{r}, \vec{s}) \Delta\lambda_k \quad (A.5)$$

El modelo viscoso, como se ha comentado anteriormente, es resuelto mediante las ecuaciones RANS, ecuaciones de Navier-Stokes promediadas por Reynolds. Estas tienen las mismas ecuaciones instantáneas que Navier-Stokes pero, en este caso, las variables de velocidad y demás variables de solución ahora representan valores promediados en el tiempo. El modelo es explicado a continuación.

Para realizar el promedio, las variables de las ecuaciones instantáneas de Navier-Stokes son descompuestas en el conjunto promediado en el tiempo y en componentes fluctuantes, como se expresa en la ecuación A.6.

$$\phi = \bar{\phi} + \phi' \quad (A.6)$$

Donde ϕ representa un escalar como la presión, la energía... Sustituyendo estas expresiones por las variables de flujo en las ecuaciones de continuidad y de momento y

tomando un promedio de tiempo se llega a las ecuaciones de momento promediadas por conjunto.

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_i} (\rho u_i) = 0 \quad (\text{A.7})$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho u_i) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho u_i u_j) \\ = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\mu \left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i} - \frac{2}{3\delta_{ij}} \frac{\partial u_l}{\partial x_l} \right) \right] + \frac{\partial}{\partial x_j} (-\rho \overline{u'_i u'_j}) \end{aligned} \quad (\text{A.8})$$

Las ecuaciones A.7 y A.8 son llamadas ecuaciones RANS.

Para el proyecto, como se ha explicado anteriormente, se ha seleccionado un modelo k-épsilon para la resolución del modelo viscoso. En particular el modelo Realizable, dado que ofrece las mismas ventajas que el modelo Standard, con algunas mejoras. En este modelo la energía cinética de la turbulencia, k , y su velocidad de disipación, ε , se obtienen de las ecuaciones de transporte expresadas mediante las ecuaciones A.9 y A.10.

$$\frac{\partial}{\partial t} (\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho k u_j) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + G_k + G_b - \rho \varepsilon - Y_M + S_k \quad (\text{A.9})$$

Donde:

- G_k representa la generación de energía cinética de turbulencia debido a los gradientes de velocidad media
- G_b representa la generación de energía cinética de turbulencia debida a la flotabilidad
- Y_M representa la contribución de la dilatación fluctuante en la turbulencia compresible a la tasa de disipación general.
- σ_k es el número de Prandtl para k

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial t} (\rho \varepsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j} (\rho \varepsilon u_j) \\ = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[\left(\mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\varepsilon} \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right] + \rho C_{1\varepsilon} S \varepsilon - \rho C_2 \frac{\varepsilon^2}{k + \sqrt{\nu \varepsilon}} + C_{1\varepsilon} \frac{\varepsilon}{k} C_{3\varepsilon} G_b \\ + S_\varepsilon \end{aligned} \quad (\text{A.10})$$

Donde:

- $C_{1\varepsilon}$ y C_2 son constantes

- σ_ε es el número de Prandtl para ε

$$C_1 = \max \left[0.43, \frac{\eta}{\eta + 5} \right], \eta = S \frac{k}{\varepsilon}, S = \sqrt{2S_{ij}S_{ij}} \quad (A.11)$$

La viscosidad turbulenta, μ_t , se halla combinando k y ε de la forma expresada en A.12.

$$\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (A.12)$$

Donde C_μ suele ser una constante. Pero en el modelo Realizable, se halla mediante las siguientes expresiones.

$$C_\mu = \frac{1}{A_0 + A_s \frac{KU'}{\varepsilon}} \quad (A.13)$$

Donde:

$$U' \equiv \sqrt{S_{ij}S_{ij} + \tilde{\Omega}_{ij}\tilde{\Omega}_{ij}} \quad (A.14)$$

$$\tilde{\Omega}_{ij} = \Omega_{ij} - 2\varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (A.15)$$

$$\Omega_{ij} = \tilde{\Omega}_{ij} - \varepsilon_{ijk}\omega_k \quad (A.16)$$

Donde $\tilde{\Omega}_{ij}$ es el tensor de velocidad de rotación promedio visto en un marco de referencia en movimiento con una velocidad angular ω_k y las constantes tienen un valor de $A_0=4.04$ y $A_s=\sqrt{6} \cos\phi$.

Además, las constantes del modelo vienen establecidas por el programa para asegurar un correcto funcionamiento:

$$C_2=1.9, C_{1\varepsilon}=1.44, \sigma_k=1.0, \sigma_\varepsilon=1.2$$